



TUGAS AKHIR- TM141585

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN
MELINTASI SILINDER SIRKULAR
BERPENGANGGU PRISMA SEGITIGA, PRISMA
SEGIEMPAT DAN SILINDER SIRKULAR**

"Studi Kasus Variasi Jarak Longitudinal (S/D) = 1,45 - 1,70"

REZA MAULANA SANI
NRP. 2111 100 004

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDY ABOUT FLOW
CHARACTERISTICS ON A CIRCULAR CYLINDER
DISTURBED BY TRIANGULER PRISM,
RECTANGULAR PRISM AND CIRCULAR CYLINDER**

"Case Study for Variation of Spacing Position ($S/D=1.45 - 1.70$)"

REZA MAULANA SANI
NRP. 2111 100 004

Advisor Lecture
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, D

Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology
Surabaya Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2016

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN
MELINTASI SILINDER SIRKULAR
BERPENGANGGU PRISMA SEGITGA, PRISMA
SEGI EMPAT DAN SILINDER SIRKULAR**

“Studi Kasus Variasi Jarak Longitudinal (S/D) = 1,45 - 1,70”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik pada Bidang Studi Konversi Energi Program
Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

REZA MAULANA SANI

NRP. 2111 100 004

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA(Pembimbing)
NIP. 19600129 198701 1 001
2. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T, M.T(Penguji II)
NIP. 19710405 199702 1 001
3. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T(Penguji II)
NIP. 19620216 199512 1 001
4. Dedy Zulhidayat Noer, S.T, M.T(Penguji III)
NIP. 19751206 200501 1 002



**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN
MELINTASI SILINDER SIRKULAR
BERPENGANGGU PRISMA SEGITIGA, PRISMA
SEGIEMPAT, DAN SILINDER SIRKULAR “Studi
Kasus Variasi Jarak Longitudinal $S/D = 1.45 - 1.70$ ”**

Nama Mahasiswa : Reza Maulana Sani
NRP : 2111100004
Jurusan : Teknik Mesin FTI ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstrak

Aliran yang melewati silinder sirkular sangat banyak dijumpai di dunia teknik seperti pada struktur bangunan pantai, struktur bangunan *off-shore*, bangunan gedung, struktur jembatan dan sebagainya. Gaya seret (*drag force*) merupakan salah satu gaya akibat adanya aliran yang melewati suatu *body*. Besarnya gaya *drag* sebanding dengan daerah *wake* yang terjadi, artinya semakin kecil *wake* dibelakang silinder utama maka gaya *drag* yang terjadi akan semakin kecil. Adanya gaya *drag* umumnya tidak diinginkan karena dapat mengurangi efisiensi energi.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimen pada sebuah *wind tunnel* jenis *subsonic* dengan benda uji berupa silinder sirkular dengan diameter 60 mm dan *body* pengganggu berbentuk prisma segitiga, prisma segiempat, dan silinder sirkular dengan variasi jarak $S/D = 1.45; 1.50; 1.55; 1.60; 1.65$ dan 1.70 ; pengujian ini menggunakan bilangan Reynolds $= 5,3 \times 10^4$ berdasarkan kecepatan *free stream* dan diameter silinder sirkular. Karakteristik aliran berupa grafik C_p , u/U_{\max} , St dan C_D diperoleh dengan mengukur distribusi tekanan pada kontur silinder utama, profil kecepatan dibelakang silinder, frekuensi *Vortex shedding* dan menghitung gaya drag total.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini menunjukkan pengganggu yang paling efektif mengurangi gaya drag ditinjau dari C_{Dp} adalah pengganggu tipe D yang mampu mereduksi gaya drag sebesar 79,04% pada jarak $S/D = 1,45$. Ditinjau dari St/St_0 , maka pengganggu pengganggu tipe C paling efektif mereduksi gaya *drag* dengan $St/St_0 = 1.006$ pada jarak $S/D = 1.70$. Hal ini disebabkan penambahan pengganggu mempercepat transisi lapis batas *boundary layer* silinder sirkular sehingga mempercepat transisi *boundary layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif

menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit dan menurunkan *drag force*.

Kata kunci : gaya *drag*, perbandingan jarak *S/D*, *body* pengganggu, koefisien *drag*.

EXPERIMENTAL STUDY ABOUT FLOW CHARACTERISTICS ON A CIRCULAR CYLINDER DISTURBED BY EQUILATERAL TRIANGULAR PRISM, RECTANGULAR PRISM AND CIRCULAR CYLINDER

“Case Study for Variation of Spacing Position (S/D) = 1.45 to 1.70”

Name : Reza Maulana Sani
NRP : 2111100004
Department : Teknik Mesin FTI ITS
Advisor : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstract

Flow around a circular cylinder has been subjected to extensive research efforts in a wide range of engineering disciplines. Different studies show that this flow configuration has many engineering applications and still presents one of the major challenges in fluid mechanics; for example, bridge piles, tubes in heat exchangers, and supporting columns for offshore constructions. Therefore, it is still important to continue the study with circular cylinder as an object, especially on a group configuration. In order to reduce the drag coefficient of circular cylinder, some of methods were studied. This study is to present the reducing of aerodynamics forces on a circular cylinder by upstream installation of some bluff bodies as passive control or disturbance, such as square prism, square prism rotate 45° , triangle prism rotate 30° , triangle prism rotate 210° , and cylinder circular.

In order to reduce the drag force on a circular cylinder ($D = 60$ mm), five bluff body; type A, B, C, D, and E having a diameter d or long side of 7,5 mm were used as a passive control. The passive control were located in various spacing positions of $S/D = 1.45, 1.50, 1.55, 1.60, 1.65$ and 1.70 . The experiments were carried out in a subsonic open circuit wind tunnel. This facility has a 1780 mm long, with test section 660 mm x 660 mm. The free stream velocity of wind tunnel could be adjusted constant to 13.6 m/s, corresponding to Reynolds number $Re = 5,3 \times 10^4$ (based on diameter D and the free stream velocity). Seventy-two pressure taps with interval 5° were installed on the wall of the circular cylinder and connected to an inclined kerosene manometer, which it makes it possible to measure the pressure distribution around the circular cylinder. The velocity profile behind the circular cylinder was measured using a pitot-static tube connected to the inclined manometer. The pitot-static tube was placed at 18 cm at the rear of the axis of the cylinder or corresponding to $x/d = 3$, and finally frequency of vortex shedding behind the cylinder was measured at $x/D = 3$ and $y/D = 1$ by hot wire anemometer.

The experimental result show that there is reduction of drag coefficient on main cylinder by upstream installation of the some bluff body as passive control or cylinder disturbance. The passive control “type D” at $S/D = 1.45$ gives has the highest drag reduction on the large circular cylinder situated downstream. It gives about 0.21 times the drag of a single cylinder.

Key words: passive flow control, drag, equilateral triangular prism, rectangular prism, and circular cylinder.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

HALAMAN PENGESAHAN

ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xvi
DAFTAR SIMBOL	xx
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	8
1.3. Tujuan Penelitian	10
1.4. Batasan Masalah	11
1.5. Manfaat Penelitian	12
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Dasar Teori	13
2.1.1 Aliran Melintasi Sebuah Silinder	13
2.1.1.1. Aliran Melintasi Sebuah Silinder dengan Pengganggu	17
2.1.2 Bilangan <i>Reynolds</i>	19
2.1.3 Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi, dan Tekanan Dinamis	20
2.1.4 Koefisien Tekanan	22
2.1.5 Koefisien <i>Drag</i> dan <i>Lift</i>	24
2.1.6 Hot Wire Anemometer	28
2.1.7 Bilangan Strouhal	36
2.2 Penelitian Terdahulu	38
2.2.1 Penelitian Silinder Teriris	38
2.2.2 Penelitian Silinder dengan Pengganggu	40
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1 Parameter yang Diukur	49
3.1.1 Analisa Dimensi Tekanan (C_p)	51
3.1.2 Analisa Dimensi Koefisien <i>Drag</i>	52

3.1.3 Analisa Dimensi Bilangan Strouhal (St)	53
3.2 Peralatan Penelitian	54
3.3 Prosedur dan Skema Penelitian	60
3.3.1 Konversi pengukuran manometer dan <i>pressure transducer</i>	60
3.3.2 Prosedur Pengambilan Data	62
3.3.2.1 Pengambilan Data Kuantitatif Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> Silinder Sirkular yang Diganggu dengan <i>Body</i> Pengganggu	62
3.3.2.2 Pengambilan Data Profil Kecepatan di Belakang Silinder Utama	64
3.3.2.3 Pengambilan Data Distribusi Tekanan Silinder Utama (C_p)	66
3.4 Flowchart Penelitian	68
3.4.1 Kalibrasi Delta H(ΔH) dan Arus	68
3.4.2 Pengambilan Data Koefisien Tekanan (C_p), Frekuensi, dan Profil Kecepatan	70

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian	73
4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds	73
4.2 Contoh Perhitungan	76
4.2.1 Perhitungan Koefisien Tekanan (C_p)	76
4.2.2 Perhitungan Koefisien <i>Drag Pressure</i> (C_{Dp})	79
4.3 Analisa Aliran Melintasi Silinder Sirkular Tunggal dengan Bilangan <i>Reynolds</i> $5,3 \times 10^4$	80
4.3.1. Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Tunggal	81
4.3.2. Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> dan Bilangan <i>Strouhal</i> Silinder Sirkular Tunggal	83
4.3.3. Profil Kecepatan Silinder Sirkular Tunggal	85
4.4 Analisa Aliran Melintasi Silinder Sirkular Berpengganggu dengan Bilangan <i>Reynolds</i> $5,3 \times 10^4$	87

4.4.1.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Berpengganggu	87
4.4.1.1.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A.....	87
4.4.1.2.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe B.....	91
4.4.1.3.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe C.....	93
4.4.1.4.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe D.....	96
4.4.1.5.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe E.....	98
4.4.1.6.	Kofisien <i>Drag Pressure</i> (C_{Dp}) Silinder Sirkular Berpengganggu dengan Variasi jarak 1.45 - 1.70.....	100
4.4.2.	Analisa Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu	102
4.4.2.1	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A	102
4.4.2.2	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe B.....	105
4.4.2.3	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe C.....	108

4.4.2.4	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe D	110
4.4.2.5	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe E.....	113
4.4.2.6	<i>Strouhal Number</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A hingga Tipe E	115
4.4.3	Analisa Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu.....	118
4.4.3.1.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe A	118
4.4.3.2.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe B.....	120
4.4.3.3.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe C.....	122
4.4.3.4.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe D	124
4.4.3.5.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe E.....	126
4.4.4	Koefisien Drag Pressure (C_{Dp}) Melintasi Silinder Sirkuler Berpengganggu dengan $S/D = 0.6-2.0$	128
4.4.5	<i>Strouhal Number</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A hingga Tipe E dengan $S/D = 0.6-2.0$	130

BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan	133
5.2 Saran	135
DAFTAR PUSTAKA	136
RIWAYAT PENULIS	138

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Properti tungsten	30
Tabel 2.2	Perbandingan bilangan Strouhal	46
Tabel 4.1	Frekuensi dan <i>Strouhal number</i> silinder tunggal dan berpengganggu tipe A	103
Tabel 4.2	Frekuensi dan <i>Strouhal number</i> silinder tunggal dan berpengganggu tipe B	106
Tabel 4.3	Frekuensi dan <i>Strouhal number</i> silinder tunggal dan berpengganggu tipe C	108
Tabel 4.4	Frekuensi dan <i>Strouhal number</i> silinder tunggal dan berpengganggu tipe D	111
Tabel 4.5	Frekuensi dan <i>Strouhal number</i> silinder tunggal dan berpengganggu tipe E	113

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Aliran melintasi silinder sirkular	14
Gambar 2.2	Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder.....	14
Gambar 2.3	Visualisasi aliran pada dinding silinder tunggal dengan menggunakan <i>oil flow picture</i> pada $Re = 5,3 \times 10^4$	17
Gambar 2.4	Visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan silinder teriris $\theta_s = 65^\circ$ dengan menggunakan <i>oil flow picture</i> pada $Re = 5,3 \times 10^4$	18
Gambar 2.5	Manometer yang dihubungkan dengan pitot <i>static tube</i>	23
Gambar 2.6	Penguraian Gaya <i>Drag</i> dan <i>Lift</i>	25
Gambar 2.7	Sensor HWA (a) <i>Single Normal</i> (b) <i>X-type Sensor</i> (c) <i>Triple Sensor</i>	30
Gambar 2.8	Data <i>time series</i>	35
Gambar 2.9	Data Frekuensi <i>Vortex Shedding</i>	36
Gambar 2.10	Spesimen Tipe D dan Tipe-I.....	38
Gambar 2.11	Grafik hubungan koefisien <i>drag</i> terhadap sudut iris.....	40
Gambar 2.12	Geometri benda uji	41
Gambar 2.13	Grafik bilangan Strouhal dan koefisien <i>drag</i>	42
Gambar 2.14	Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama.....	42
Gambar 2.15	Grafik perbandingan bilangan Strouhal pada Silinder Tunggal, Silinder Utama dengan Pengganggu Silinder Sirkular, dan Silinder Utama Pengganggu Silinder Teriris Tipe-I 65°	46
Gambar 3.1	Skema penelitian dan parameter yang diukur.....	50
Gambar 3.2	<i>Wind tunnel</i>	56

Gambar 3.3	Skema dan dimensi <i>wind tunnel</i>	57
Gambar 3.4	<i>Pitot static tube</i>	58
Gambar 3.5	<i>Inclined manometer</i>	59
Gambar 3.6	Skema konversi manometer dan <i>pressure transducer</i>	62
Gambar 3.7	Skema pengambilan data frekuensi	64
Gambar 3.8	Skema pengambilan data profil kecepatan ...	66
Gambar 3.9	Flowcart Delta H (ΔH) dan Arus	69
Gambar 3.10	Flowchart pengambilan data	72
Gambar 4.1	Grafik koefisien tekanan (C_P) sebagai fungsi dari sudut (θ) untuk silinder sirkular tunggal	82
Gambar 4.2	Signal tegangan fungsi waktu silinder sirkular tunggal.....	84
Gambar 4.3	Signal frekuensi silinder sirkular tunggal	85
Gambar 4.4	Grafik profil kecepatan di belakang silinder tunggal.....	86
Gambar 4.5	Grafik C_P silinder sirkular dengan pengganggu tipe A	88
Gambar 4.6	Grafik C_P silinder sirkular dengan pengganggu tipe B	91
Gambar 4.7	Grafik C_P silinder sirkular dengan pengganggu tipe C	93
Gambar 4.8	Grafik C_P silinder sirkular dengan pengganggu tipe D	96
Gambar 4.9	Grafik C_P silinder sirkular dengan pengganggu tipe E.....	98
Gambar 4.10	Grafik perbandingan koefisien drag pressure setiap pengganggu pada jarak $S/D=1.45$ hingga $S/D=1.70$	100
Gambar 4.11	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D).....	104
Gambar 4.12	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe B dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D).....	107

Gambar 4.13	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe C dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)	109
Gambar 4.14	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe D dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)	112
Gambar 4.15	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe E dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)	114
Gambar 4.16	Grafik bilangan Strouhal silinder berpengganggu dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)	116
Gambar 4.17	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe A	119
Gambar 4.18	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe B	121
Gambar 4.19	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe C	123
Gambar 4.20	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe D	125
Gambar 4.21	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe E	127
Gambar 4.22	Grafik gabungan nilai C_{Dp} terhadap $S/D = 0.6-$ 2.0	129
Gambar 4.23	Grafik gabungan <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu dibanding silinder tunggal terhadap $S/D = 0.6-2.0$	131

DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN

D	:	Diameter silinder (m)
F_D	:	Gaya <i>drag</i> (N)
g	:	Percepatan gravitasi (m/s ²)
p	:	Tekanan statis aliran fluida (N/m ²)
p_o	:	Tekanan stagnasi (N/m ²)
P_{sk}	:	Tekanan statis kontur (N/m ²)
P_{sf}	:	Tekanan statis <i>freestream</i> (N/m ²)
P_d	:	Tekanan dinamis <i>freestream</i> (N/m ²)
Re	:	Bilangan <i>Reynolds</i>
U_∞	:	Kecepatan <i>freestream</i> (m/s)
V	:	Kecepatan lokal aliran (m/s)
S	:	Jarak silinder sirkular dan pengganggu (m)
Δh	:	selisih pembacaan manometer (m)
μ	:	viskositas udara (N.s/m ²)
$\frac{du}{dy}$:	<i>Gradient</i> kecepatan aliran (s ⁻¹)
ρ	:	Massa jenis udara (kg/m ³)
$\frac{\partial p}{\partial x}$:	Gradien tekanan, (N/m ³)
π	:	Grup bilangan tak berdimensi
St	:	Bilangan <i>Strouhal</i>
f_s	:	Frekuensi vortex shedding
m_1	:	Massa udara pada keadaan standar (acuan)
m_2	:	Massa udara saat pengujian
P_1	:	Tekanan absolut udara pada keadaan standar
P_2	:	Tekanan absolut udara saat pengujian
T_1	:	Temperatur udara standar = 288,2 K
T_2	:	Temperatur ruangan kerja = 28°C = 301 K
ρ_1	:	Massa jenis udara pada keadaan standar (kg/m ³)
ρ_2	:	massa jenis udara saat pengujian (kg/m ³)
C_p	:	Koefisien tekanan kontur silinder sirkular
C_{DP}	:	Koefisien drag pressure
C_{DP0}	:	Koefisien drag pressure silinder sirkular tunggal
SG	:	<i>Specific of gravity</i>

T	:	Temperatur ruangan, (°C)
ν	:	Viskositas kinematis udara, (m ² /s)
α	:	Sudut <i>inclined manometer</i> , derajat

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam kehidupan sehari-hari, sering kita jumpai macam-macam hal yang berhubungan dengan aliran fluida, baik secara *internal* maupun *eksternal*. Aliran *eksternal* adalah aliran fluida yang tidak memiliki batasan. Sedangkan aliran *internal* adalah aliran fluida yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti pipa. Salah satu penelitian yang ada ialah penelitian tentang aliran *eksternal* yang melintasi suatu *body* berupa segi tiga dan segi empat yang dimana posisi dari bodinya diubah-ubah. Salah satu manfaat dari aplikasi penelitian ini adalah penggunaan konstruksi tiang pancang bangunan lepas pantai, maupun penyangga jalan tol. Oleh karena itu menarik untuk dilakukan penelitian mengenai aliran eksternal yang melintasi suatu *body*, sehingga nantinya diperoleh desain konstruksi yang optimum.

Beberapa metode pendekatan dapat digunakan untuk mengetahui karakteristik dari sebuah aliran seperti besar distribusi tekanan (C_p), distribusi penurunan tekanan (C_{dp}) dan bilangan Strouhal (St). Bilangan Strouhal adalah suatu

bilangan tak berdimensi yang menjelaskan tentang mekanisme dari osilasi aliran dimana pengamatan difokuskan pada pergolakan aliran atau ketidakstabilan aliran. Parameter ini diambil dari Vincenc Strouhal, yaitu seorang fisikawan kebangsaan Ceko yang bereksperimen pada tahun **1978** dengan kawat yang mengalami fenomena *vortex shedding*. Bilangan Strouhal didefinisikan sebagai perbandingan dari frekuensi *vortex shedding* dengan kecepatan udara, yaitu $St = f_s \cdot D / U$ dimana St = bilangan Strouhal, f_s = *vortex shedding*, D = diameter silinder sirkular utama, U = kecepatan fluida.

Penelitian **Tsutsui dan Igarashi (2002)** memberikan korelasi antara bilangan Strouhal dan bilangan Reynolds, yaitu didapatkan kesimpulan berupa peningkatan bilangan Strouhal dengan adanya pertambahan perbandingan diameter (d/D) dan pertambahan bilangan Reynolds diatas 3×10^4 , titik sparasi akan bergeser semakin cepat, tebal *Shear Layer* berkurang, maka bilangan Strouhal akan meningkat.

Penelitian **Sumner et al (2007)** didapatkan bilangan Strouhal yang dilakukan pada bilangan Reynolds $Re = 3,2 \times 10^4 - 7,4 \times 10^4$, $P/D = 1,125 - 4,0$, dan variasi sudut bentukan $\alpha = 0^\circ$ sampai 90° . Untuk $P/D < 1,5$, aliran seperti halnya

silinder tunggal dan hanya tercatat satu bilangan Strouhal. Untuk $1,5 \leq P/D \leq 2,5$, tercatat dua bilangan Strouhal saat pengukuran dilakukan pada $\alpha > 30^\circ$, namun bilangan Strouhal menyebar pada $\alpha < 30^\circ$. Untuk $P/D \geq 2,5$, bilangan Strouhal mendekati data silinder tunggal.

Dalam upaya mengurangi gaya *drag* yang terjadi, **Aiba dan Watanabe (1997)** melakukan penelitian dengan cara melakukan modifikasi pada penampang silinder sirkular. Modifikasi yang dilakukan yaitu mengiris sisi silinder pada bagian depan yang disebut tipe-D dan mengiris sisi silinder bagian depan dan belakang yang disebut tipe-I. dari penelitian tersebut didapatkan hasil bahwa dengan mengubah penampang silinder sirkular menjadi penampang teriris akan mengurangi gaya *drag* karena titik sparasinya tertunda lebih kebelakang.

Igarashi dan Shiba (2006) melanjutkan penelitian tersebut menggunakan silinder tipe-D berdiameter 50 mm dengan sudut potong $\theta_f = 30^\circ$ dan 40° , dan silinder tipe-D dan tipe-I berdiameter 20,30,40,60, dan 80 mm dengan sudut potong $\theta_f = 53^\circ$ dan $\theta_r = 127^\circ$. Dari penelitian ini diketahui bahwa pada aliran fluida melewati silinder teriris tipe-D dengan sudut potong $\theta_f \leq 50^\circ$ tetap dapat mengikuti kontur pada bagian *upstream* silinder teriris tipe-D hingga terjadi sparasi laminar pada beberapa derajat sbelum mencapai puncak lengkung silinder. Sementara pada

sudut potong $50^\circ \leq \theta_f \leq 53^\circ$ dengan $Re > 23000$ terjadi sparasi turbulen yang mengakibatkan koefisien drag berkurang cukup signifikan. *Shear layer* terseparasi dari ujung sudut potong dan *attach* kembali pada sisi lengkung silinder atau dengan kata lain terjadi sparasi *bubble*. Namun pada silinder dengan sudut potong $\theta_f \geq 53^\circ$ tidak terjadi sparasi *bubble*, melainkan langsung terjadi sparasi masif.

Selain itu, diketahui pada silinder teriris tipe-D maupun tipe-I dengan sudut potong $\theta_f = 53^\circ$ terjadi anomali nilai koefisien *drag*. Anomali tersebut berupa penurunan nilai koefisien drag hingga setengahnya pada rentang bilangan Reynold 20.000 hingga 30.000, yaitu dari sebesar 1,3 menjadi 0,7. Namun, nilai koefisien *drag* kembali mengalami sedikit kenaikan seiring meningkatnya bilangan Reynold.

Penelitian berikutnya dilakukan **Lina (2009)** yang melanjutkan penelitian tentang aliran melewati prisma terpancung dengan perbandingan rusuk (b/a) dari 9/12, 10/12, 11/12, dan 12/12 dengan nilai $Re = 5,3 \times 10^4$ dan panjang *chord* yang konstan ($L/a = 4$). Hasil yang diperoleh adalah terjadinya separasi *bubble* di dekat *leading edge* benda uji prisma akibat *shear layer* aliran yang kembali *attach* karena besarnya energi *free stream* yang melawan *adverse pressure gradient*. Dan hasil penelitian, untuk perbandingan rusuk (b/a) yang semakin besar menghasilkan

separasi *massive* yang semakin cepat terjadi mengakibatkan separasi *bubble* yang terjadi juga semakin menyempit.

Penelitian **Dapot Boni Tua (2010)** menggunakan silinder pengganggu berupa silinder tipe-D dengan sudut iris 0^0 dan 65^0 yang diposisikan tandem di depan silinder sirkular utama dengan variasi jarak kedua pusat silinder (S/D) sebesar $0,6 \leq S/D \leq 1,5$ dengan bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$. Hasil penelitian ini didapatkan bahwa semakin besar jarak S/D maka koefisien *drag pressure* (C_{DP}) dan koefisien *drag* total (C_{DT}) semakin turun hingga S/D sebesar 1,375.

Pada penelitian **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari 0^0 sampai 65^0 yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$. Hasil dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pengurangan koefisien *drag* silinder sirkular utama yang paling efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65^0 . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I 65^0 sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan

menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* silinder tunggal.

Selain itu penelitian lain dilakukan oleh **Widodo, dkk (2009)** dengan skema susunan tandem antara silinder elips ($AR = \frac{1}{4}$) yang tanpa dan modifikasi geometri dengan memotong sisi depan sebesar 5%, 10%, dan 15% dari panjang sumbu mayornya (B) yang diletakkan sebagai *inlet disturbance body* dengan jarak longitudinal terhadap silinder sirkular. Berdasarkan penelitian ini disimpulkan bahwa variasi bentuk silinder elips sebagai *inlet disturbance body* dengan maupun tanpa modifikasi geometri, memberikan informasi mengenai fenomena fisis tentang interaksi aliran yang dikaitkan dengan keberadaan sparasi *bubble* pada kontur permukaan silinder elip yang dimodifikasi. Adanya sparasi *bubble* tersebut mampu meningkatkan intensitas turbulensi momentum fluida yang *attach* pada kontur permukaan silinder sirkular yang dapat mempercepat transisi lapis batas laminar menjadi turbulen, dan dapat menunda sparasi massif lebih kebelakang. Keberadaan sparasi *bubble* yang terdapat pada kontur permukaan silinder elips yang dipotong pada sisi depan, secara keseluruhan memberikan kontribusi dalam mereduksi gaya hambat (*drag force*) secara signifikan pada silinder sirkular,

khususnya pada silinder elips dengan pemotongan sisi depan sebesar 10% dari panjang sumbu mayornya ($a = 10\%B$).

Pada buku “*Intermediate Fluid Mechanic*” karangan **Stern (2009)**, terdapat nilai C_D dari berbagai macam bentuk benda dengan $Re = 10^5$. Benda berbentuk sirkular disebut dengan tipe A memiliki $C_D = 1,2$. Benda berbentuk kubus dengan aliran fluida menabrak sisi persegi disebut tipe B memiliki $C_D = 2,1$. Lalu benda kubus dengan aliran fluida menabrak sudut persegi disebut tipe C memiliki $C_D = 1,6$. Selain itu terdapat benda berbentuk prisma segitiga sama sisi dengan aliran fluida menabrak sisi segitiga disebut tipe D memiliki $C_D = 2$. Dan benda berbentuk prisma segitiga sama sisi dengan aliran fluida menabrak sudut segitiga disebut dengan tipe E memiliki $C_D = 1,6$.

Dari studi literatur diatas, muncul pemikiran untuk dilakukannya penelitian pengaruh mengenai aliran yang melewati *body* pengganggu berbentuk prisma segiempat (A), prisma segiempat diputar 45° (B), prisma segitiga sama sisi diputar 30° (C), prisma segitiga sama sisi diputar 210° (D), dan silinder sirkular (E), sebagai pengganggu di depan silinder sirkular utama. Belum banyak penelitian mengenai bentuk-bentuk tersebut, sehingga menarik untuk dilakukan penelitian mengenai studi eksperimen tentang pengaruh *body* pengganggu tipe A, B, C, D dan E sebagai pengganggu di

depan silinder sirkular utama. Dari penelitian ini akan diamati pengaruh aliran untuk setiap body terhadap karakteristik aliran pada bilangan Reynolds $Re = 5,3 \times 10^4$

1.2 Rumusan Masalah

Aliran yang melewati suatu silinder sirkular memiliki *boundary layer* pada bagian *lower* dan *upper*. Momentum aliran fluida bergerak mengikuti kontur dari body, jika momentum fluida tersebut tidak kuat melawan *adverse pressure gradient* maka *boundary layer* akan terlepas pada kontur *body* sehingga terjadi sparasi. Semakin cepat sparasi terjadi, maka semakin besar *wake* yang terbentuk. *Wake* yang lebar menyebabkan *drag force* semakin besar. Sparasi yang terjadi pada silinder tersebut simetri, maka tidak ada *lift force* yang ditimbulkan. Untuk mereduksi *drag force* yang besar, maka silinder sirkular diberi *body* pengganggu dengan memodifikasi geometri di depannya agar sparasi yang terjadi dapat tertunda. Sparasi yang tertunda dapat menyebabkan daerah *wake* yang timbul semakin kecil. Dengan daerah *wake* yang semakin kecil maka *drag force* dapat direduksi.

Berdasarkan penelitian terdahulu untuk mereduksi *drag force* dapat dilakukan dengan menambahkan *body*

pengganggu di depan suatu *body* utama yang mengakibatkan fenomena transisi lapis batas laminar menjadi turbulen pada *body* utama. Menurut **Fred Stern** (2009), silinder tipe A (bujursangkar biasa), tipe D (segitiga sama sisi diputar 210°), tipe B (bujur sangkar diputar 45°), tipe C (segitiga sama sisi diputar 30°), dan tipe E (silinder pejal) berturut – turut mempunyai nilai koefisien *drag* (C_D) yang semakin mengecil yakni 2,1; 2,0; 1,6; 1,6; dan 1,2.

Pada penelitian ini dengan menggunakan pengganggu tipe A,B,C,D, dan E akan mempengaruhi timbulnya separasi serta luasan *wake* yang terbentuk. Besarnya luasan *wake* yang terbentuk mengganggu aliran pada silinder utama dan menyebabkan fenomena transisi lapis batas laminar menjadi turbulen dan menunda separasi sehingga *drag force* yang timbul semakin kecil. Sehingga didapatkan hipotesa bahwa *body* pengganggu yang efektif dalam menunda separasi pada silinder sirkular utama secara berurutan adalah *body* pengganggu tipe A, D, B, C lalu tipe E.

Pada penelitian ini digunakan Bilangan Strouhal sebagai parameter untuk mengukur perbedaaan gaya *drag* pada silinder sirkular utama. Peningkatan bilangan Strouhal

menandakan penurunan gaya *drag* pada suatu benda. Bilangan Strouhal merupakan perbandingan dari frekuensi *vortex shedding* dan diameter benda dengan kecepatan udara, secara matematis dirumuskan sebagai $St = f_s \cdot D/U$. Bilangan Strouhal dapat diukur dengan menggunakan *hot wire anemometer* (HWA) *single normal probe*.

Dari lima bentuk variasi pengganggu dengan tipe A,B,C,D, ataupun E yang digunakan memiliki rusuk 7,5 mm dan silinder sirkular utama memiliki diameter 60 mm dan panjang yang digunakan 66 cm. Untuk bilangan Reynolds yang digunakan sebesar $Re = 5,3 \times 10^4$ dengan variasi bentuk *body* pengganggu yaitu tipe A, B, C, D dan E, serta memberi variasi rasio jarak *body* pengganggu terhadap diameter silinder sirkular utama yaitu S/D. Diharapkan akan diketahui karakteristik aliran dari setiap *body* pengganggu dan akan diketahui *body* pengganggu mana yang paling efektif mengurangi gaya *drag* pada silinder utama.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah membandingkan bentuk pengganggu yang dapat mereduksi gaya drag yang

paling optimum terhadap silinder utaman dengan menganalisa :

1. Koefisen tekanan (C_p) silinder utama yang dipengaruhi oleh setiap pengganggu
2. Profil kecepatan dari silinder utama yang dipengaruhi oleh setiap pengganggu
3. Frekuensi vortex shadding, dengan mengaanalisa bilangan Strouhal (St) pada silinder utama yang dipengaruhi oleh setiap pengganggu

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

1. Fluida yang mengalir adalah udara dalam kondisi *steady*, *incompresible* dan *uniform* pada sisi *upstream*.
2. Analisa dilakukan pada silinder sirkular utama dengan *body* pengganggu dengan tipe A, B, C, D, dan E dengan panjang rusuk 7,5 mm.
3. Kecepatan aliran udara di dalam *wind tunnel* dianggap konstan dengan bilangan Reynolds (Re) sebesar $5,3 \times 10^4$.
4. Analisa aliran dua dimensi

5. Kemungkinan terjadi perpindahan panas dapat diabaikan.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari pelaksanaan penelitian ini diharapkan :

1. Mengetahui distribusi profil kecepatan (*velocity profile*) di belakang susunan *body* pengganggu dan silinder sirkular dengan jarak $(S/D) = 1,45 - 1,7$ terhadap pengaruh dari bentuk *body* pengganggu dan susunannya geometrinya.
2. Dapat mengetahui pengaruh bentuk *body* pengganggu terhadap koefisien tekanan (C_p).
3. Mampu mengetahui karakteristik aliran yang melintasi silinder utama dilihat dari bilangan Strouhal

BAB II

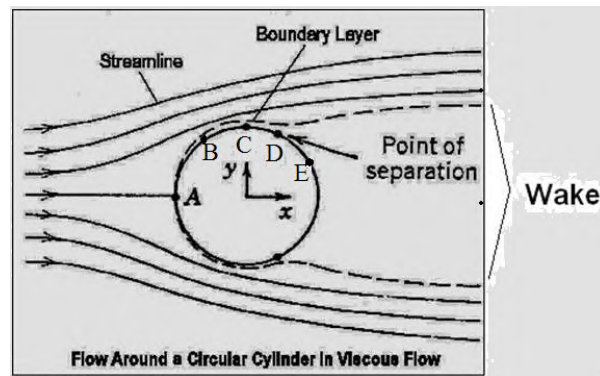
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

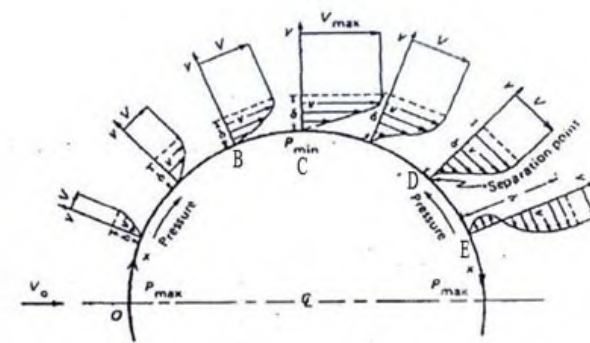
2.1.1 Aliran Melintasi Sebuah Silinder

Suatu aliran yang melintasi silinder sirkular akan menjadi aliran yang kompleks dan senantiasa berubah seiring dengan berubahnya bilangan Reynolds. Gaya *drag* pada aliran yang melintasi silinder sirkular dihasilkan karena adanya efek *viscous*. Gaya hambat yang timbul akibat perbedaan tekanan pada arah normal terhadap permukaan tersebut disebut *pressure drag* dan apabila pada arah tangensial terhadap permukaan disebut *skin friction drag*.

Bila aliran fluida melintas pada kontur silinder seperti gambar dibawah, maka aliran fluida akan dipercepat hingga kecepatan maksimum dan tekanannya minimum pada titik C.



Gambar 2.1. Aliran melintasi silinder sirkular



Gambar 2.2. mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder

Gambar diatas menjelaskan tentang proses terjadinya separasi dan *wake* pada aliran yang melewati silinder. Fluida dari titik A sampai C mengalami percepatan tetapi gradien tekanannya negatif $[\frac{\delta P}{\delta \theta} < 0]$. Setelah melewati titik C, fluida mengalami peningkatan tekanan atau gradien tekanannya bernilai positif $[\frac{\delta P}{\delta \theta} > 0]$ yang disebut *adverse pressure gradient* dan hal ini menyebabkan partikel fluida didalam *boundary layer* menjadi diperlambat. Gaya tekan dan gaya geser pada elemen bawah melawan arah aliran. Perbedaan tekanan dan gaya geser ini mengakibatkan momentum pada aliran yang diatasnya lebih besar dan sangat berpengaruh terhadap fluida yang terletak dekat dengan permukaan. Ketika momentum partikel fluida berkurang terus oleh gaya tekan dan gaya geser maka aliran fluida dipermukaan diperlambat hingga diam sampai pada titik D, gradient kecepatan menjadi nol $[\frac{\delta U}{\delta y} \Big|_{y=0} = 0]$. Secara umum, pengaruh *adverse pressure gradient* adalah bersamaan dengan pengurangan kecepatan.

Lebih jauh lagi yaitu di titik E terjadi *adverse pressure gradient* yang cukup sehingga aliran didekat permukaan telah benar-benar berbalik dan fluida sudah

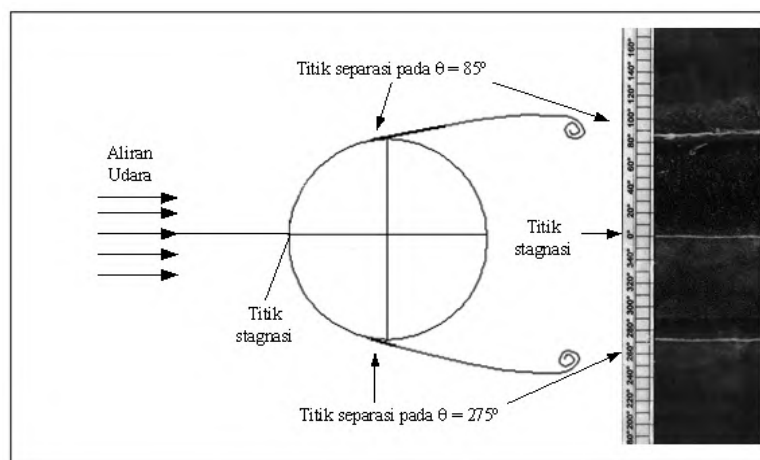
tidak mampu mengikuti kontur dari permukaan dan menjauhinya. Titik dimana terjadi peristiwa pemisahan aliran dari permukaan kontur $\left[\frac{\delta U}{\delta y} \Big|_{y=0} = 0 \right]$ disebut dengan titik separasi. Hal ini terjadi karena momentum yang digunakan untuk menggerakkan fluida sudah tidak mampu lagi mengatasi gaya gesek dan tekanan balik (*adverse pressure gradient*).

Bilangan Reynolds juga mempunyai pengaruh yang besar sebagai penyebab terjadinya separasi. Semakin besar bilangan Reynolds maka momentum yang dimiliki fluida juga semakin besar dan aliran semakin cepat menjadi turbulen sehingga terjadinya titik separasi bisa tertunda. Parameter lain yang mempengaruhi separasi diantaranya kekasaran permukaan dan stabilitas *free stream*. Jika separasi terjadi, maka akan terbentuk daerah di belakang silinder yang tidak tersentuh oleh aliran yang dinamakan *wake*. Daerah *wake* adalah daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya *Boundary layer* bagian atas dan bagian bawah. Lebar dari *wake* sangat tergantung pada posisi titik separasi. Pada aliran yang turbulen, *boundary layer* lebih mampu untuk bertahan terhadap *adverse pressure gradient* dan gaya gesek, sehingga titik separasi

terletak lebih ke belakang *body* maka daerah *wake* yang terbentuk lebih sempit.

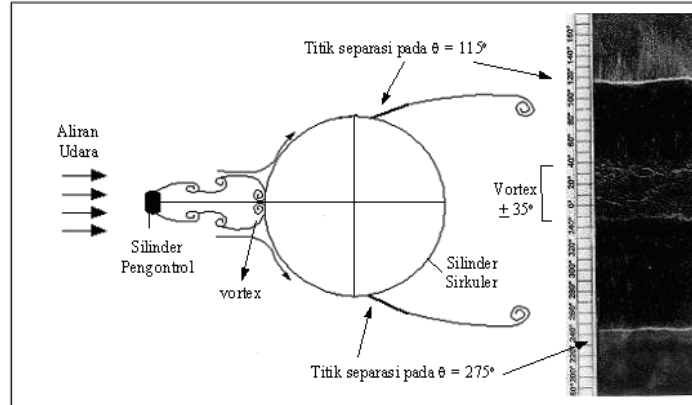
2.1.1.1 Aliran Melintasi Sebuah Silinder Dengan Pengganggu

Pada Gambar 2.2, terlihat bahwa pada silinder tunggal titik stagnasi terletak pada posisi $\theta = 0^\circ$, sedangkan letak titik separasinya pada $\theta = 85^\circ$ pada sisi atas dan $\theta = 275^\circ$ pada sisi bawah. Hasil ini menunjukkan bahwa *streamline* melintasi silinder sirkuler tunggal adalah simetri sehingga *wake* yang dihasilkan juga simetri.



Gambar 2.3 Visualisasi aliran pada dinding silinder tunggal dengan menggunakan *oil flow picture* pada $Re = 5,3 \times 10^4$.

Bila didepan silinder utama diberi *body* pengganggu, seperti pada penelitian yang dilakukan oleh **Triyogi Et Al (2009)** mengenai penambahan *body* pengganggu di depan silinder utama, dengan bentuk pengganggu berupa silinder tipe-I dengan sudut iris 65° .



Gambar 2.4 Visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan silinder teriris $\theta_s = 65^\circ$ dengan menggunakan *oil flow picture* pada $Re = 5,3 \times 10^4$.

Dari gambar diatas, terjadi perubahan karakteristik aliran pada silinder sirkuler utama yang diberi *body* pengganggu. Secara umum dapat dikatakan, bahwa *streamline* aliran simetri antara sisi bawah dan sisi atas dari silinder utama, dan pemasangan *body* pengganggu di depan silinder utama menyebabkan silinder utama kehilangan titik stagnasi akibat tertutup oleh *body* pengganggu. Pada sekitar

posisi $\theta = 30^\circ$ dan 330° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu. Selanjutnya pada posisi *reattachment* tersebut, aliran terpisah menjadi dua *shear layer*. Satu *shear layer* akan bergerak ke belakang (*backward shear layer*), dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 115^\circ$ dan 245° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*). Posisi separasi ini lebih mundur dibanding bila silinder utama tanpa diberi body pengganggu. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) dan juga akan terseparasi, membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** disebut sebagai *quasi-static vortex*.

2.1.2 Bilangan Reynolds

Kondisi aliran laminar atau turbulen dapat dinyatakan dengan bilangan Reynolds untuk aliran *incompressible*. Bilangan Reynolds adalah suatu bilangan tak berdimensi yang merupakan perbandingan antara gaya inersia bodi terhadap gaya geser yang ditimbulkan aliran fluida.

$$Re = \frac{\text{Gaya inersia}}{\text{Gaya geser}} \quad (2.1)$$

dimana, Gaya inersia $= p \times A = \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot L^2$

Gaya geser $= \tau \times A = \left(\frac{\mu \cdot U_{\infty}}{L} \right) \cdot L^2$

sehingga,

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot L^2}{\left(\frac{\mu \cdot U_{\infty}}{L} \right) \cdot L^2} = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot L}{\mu} \quad (2.2)$$

dimana,

L : panjang karakteristik

ρ : densitas fluida

U_{∞} : kecepatan aliran *free stream* fluida

μ : viskositas dinamis fluida

sehingga untuk silinder sirkular bila panjang karakteristik (L) = diameter (D) maka :

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot D}{\mu} \quad (2.3)$$

2.1.3 Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi dan Tekanan Dinamis

Tekanan statis adalah tekanan yang diukur dengan suatu instrumen atau alat yang bergerak bersama aliran

dengan kecepatan relatif alat ukur terhadap aliran bernilai nol. Pengukuran tekanan statis menggunakan *wall pressure tap*, mengingat bahwa tidak ada fluida ideal (*non viscous*) di permukaan bumi, sehingga kecepatan aliran fluida pada permukaan dinding akan bernilai nol, yaitu sama dengan kecepatan *wall pressure tap*.

Tekanan stagnasi (tekanan total) adalah tekanan yang diukur pada daerah dimana kecepatan aliran fluida diperlambat hingga nol dengan proses perlambatan tanpa gesekan. Persamaan Bernoulli dapat diterapkan pada aliran *incompressible* untuk sepanjang suatu *streamline*, yang dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = C \quad (2.4)$$

Pengukuran tekanan stagnasi (P_0) dimana kecepatannya (V_0) adalah nol dan $z_0 = z$ maka persamaan Bernoulli di atas menjadi:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} +$$

$$gz = \text{konstan}$$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{konstan} \quad (2.5)$$

Tekanan dinamis merupakan selisih antara tekanan stagnasi dengan tekanan statis, dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 = p_0 - p \quad (2.6)$$

2.1.4 Koefisien Tekanan

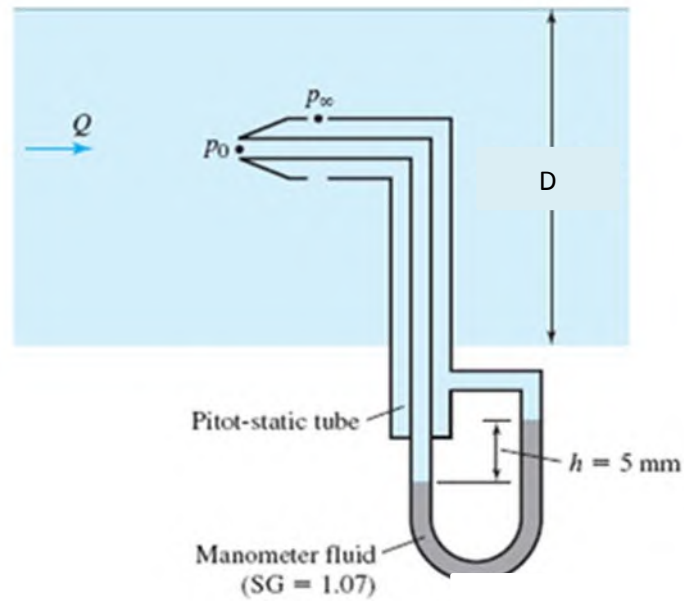
Koefisien tekanan (C_p) merupakan selisih antara tekanan lokal dengan tekanan aliran bebas dibagi dengan tekanan dinamis.

$$C_p = \frac{p_c - p_\infty}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2} \quad (2.7)$$

dimana: p_c = Tekanan statis pada kontur lokal

p_∞ = Tekanan statis aliran bebas

$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2$ = Tekanan dinamis aliran bebas



Gambar 2.5 Manometer yang dihubungkan dengan pitot static tube

Pada eksperimen ini distribusi koefisien tekanan didapatkan dengan memasang pressure tap di sekeliling permukaan silinder. Gaya hambat yang dialami fluida dapat juga dinyatakan dengan *base pressure coefficient* ($-C_{pb}$), yaitu:

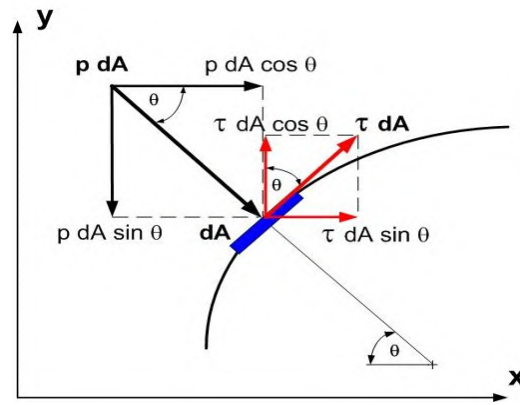
$$-C_{pb} = -\frac{[p_b - p_\infty]}{\frac{1}{2}\rho \cdot U_\infty^2} \quad (2.8)$$

dimana: $p_b = \text{base pressure}$ (tekanan pada posisi di belakang benda uji tepat sejajar bersama p_0 terhadap aliran)

2.1.5 Koefisien *Drag* dan *Lift*

Sebuah benda yang dialiri suatu aliran *viscous*, *incompressible* akan mengalami gaya-gaya aerodinamika. Gaya-gaya tersebut dihasilkan karena adanya tekanan dan gaya geser pada permukaan benda. Gaya yang sejajar horizontal dengan gaya *drag*, sedangkan gaya dengan arah vertikal atau tegak lurus terhadap arah *freestream* disebut dengan gaya *lift*.

Gaya *drag* yang terjadi dapat berupa *skin friction drag* (F_{Df}) yaitu gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul akibat adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan benda), dan *pressure drag* (F_{Dp}) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara *friction drag* dan *pressure drag* ini disebut sebagai *total drag*. Hal ini diperjelas dengan ilustrasi penguraian gaya-gaya pada gambar 2.3 sebagai berikut:



Gambar 2.6 Penguraian Gaya *Drag* dan *Lift*

Komponen gaya searah sumbu-x adalah gaya hambat sedangkan ke arah sumbu-y adalah gaya *lift* sehingga gaya hambat yang terbentuk dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$F_D = F_{Dp} + F_{Df}$$

$$F_D = \int \cos \theta \cdot (\rho \cdot dA) + \int \sin \theta \cdot (\tau \cdot dA) \quad (2.9)$$

Biasanya gaya hambat sering diekspresikan dalam bilangan tak berdimensi yaitu koefisien *drag* (C_D) yang didefinisikan sebagai berikut:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot A} \quad (2.10)$$

Koefisien *drag* (C_D) juga dapat diperoleh dengan hasil integrasi dari distribusi tekanan (C_p) sepanjang kontur silinder utama, yang merupakan kontribusi dari *normal pressure* atau *pressure drag*. Adapun koefisien *drag* (C_D) diperoleh dengan mengintegrasikan tekanan sepanjang kontur dengan persamaan sebagai berikut:

$$C_D = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p(\theta) \cdot \cos(\theta) d\theta \quad (2.11)$$

Gaya *lift* merupakan komponen gaya yang tegak lurus aliran *free stream*. Perbedaan kecepatan aliran fluida yang mengalir pada sisi atas dan sisi bawah dari suatu benda menyebabkan terjadinya perbedaan tekanan yang dapat menimbulkan terjadinya *lift*.

$$F_L = - \int \sin \theta \cdot (\rho \cdot dA) + \int \cos \theta \cdot (\tau \cdot dA) \quad (2.12)$$

Adapun koefisien *lift* (C_L) dapat ditunjukkan dari persamaan 2.16 berikut,

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2 \cdot A} \quad (2.13)$$

Koefisien *lift* (C_L) juga dapat diperoleh dengan hasil integrasi dari distribusi tekanan (C_p) sepanjang kontur silinder utama. Adapun koefisien *lift* (C_L) diperoleh dengan

mengintegrasikan distribusi tekanan sepanjang kontur dengan persamaan berikut,

$$C_L = -\frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p(\theta) \cdot \sin(\theta) d\theta \quad (2.14)$$

Integrasi tersebut diselesaikan dengan metode numerik aturan Simpson 1/3 segmen berganda yang dirumuskan sebagai berikut,

$$I \cong (b - a) \frac{f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5}^{n-1} f(x_i) + 2 \sum_{j=2,4,6}^{n-2} f(x_j) + f(x_n)}{3n} \quad (2.15)$$

dimana:

- $b = 2\pi$ dan $a = 0$
- $f(x_0) = C_p(0) \cdot \cos 0$ dan $f(x_n) = C_p(2\pi) \cdot \cos 2\pi$
untuk C_D
- $f(x_0) = C_p(0) \cdot \sin 0$ dan $f(x_n) = C_p(2\pi) \cdot \sin 2\pi$
untuk C_L
- $n = \text{jumlah data}$
- $f(x_i)$ adalah perkalian dari fungsi data gasal dimana
 $i = 1, 3, 5, \dots (n - 1)$

- $f(x_j)$ adalah perkalian dari fungsi data genap
dimana $j = 2, 4, 6, \dots (n - 1)$

sehingga:

$$C_D = \frac{1}{2}I \quad (2.16)$$

$$C_L = -\frac{1}{2}I \quad (2.17)$$

2.1.6 Hot Wire Anemometer

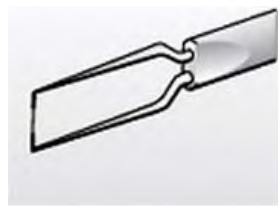
Hot wire anemometer (HWA) merupakan alat pengukur kecepatan angin yang menggunakan prinsip perpindahan panas secara konveksi dari kawat panas pada medan aliran. Proses perpindahan panas secara konveksi ini dapat terjadi secara bebas dan secara paksaan. Konveksi secara bebas disebabkan oleh perubahan berat jenis udara. Udara yang telah panas dekat dengan permukaan kawat sensor berat jenisnya menjadi lebih kecil, sehingga naik keatas dan kedudukannya segera digantikan oleh udara yang lebih dingin yang berada disekitarnya. Sedangkan konveksi secara paksaan terjadi bila udara yang ada disekitarnya mengalir karena dihembuskan atau dialirkan dengan suatu kipas. Perubahan kecepatan fluida dengan peningkatan bilangan Reynolds akan berefek pada kawat panas. Pembuatan HWA ini dilakukan sendiri dengan

membagi kedalam dua bagian, yaitu pengelasan sensor kawat panas dengan metode las titik dan pembuatan instrumen HWA.

Alat ukur HWA mempunyai tiga bagian utama, yaitu: sensor, instrumen, dan data acquisition (DAQ). Macam-macam bentuk dari sensor HWA antara lain: *single normal wire probe*, *X-type (cross type)*, *triple sensor probe*. Dalam penelitian ini jenis dan bentuk sensor yang digunakan merupakan bentuk yang paling sederhana yaitu menggunakan *single normal wire probe*. Sensor *single normal wire probe* hanya dapat digunakan untuk pengukuran kecepatan fluida dari arah aksial sehingga penempatannya harus tegak lurus dari arah datangnya aliran fluida. Bagian dari sensor ini terdiri dari kawat sebagai sensor dan prong yang merupakan bagian untuk menempatkan kawat sensor. Material kawat sensor yang digunakan adalah material tungsten dengan dimensi diameter sebesar 0,005 mm dan panjangnya sebesar 1 mm. Sedangkan material prong yang digunakan terbuat dari stainless steel. Berikut ini merupakan properti dari kawat sensor yang terbuat dari material tungsten dan gambar dari masing-masing bentuk sensor HWA :

Tabel 2.1 Properti tungsten (**Bruun, 1995**)

PARAMETER	NILAI
Titik leleh ($^{\circ}\text{C}$)	3410
Massa jenis ρ_w (kg m^{-3})	19300
Konduktivitas panas k_w ($\text{W cm}^{-1} ^{\circ}\text{C}^{-1}$)	1,9
Resistivity α_{20} ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	0,0036
Resistivity χ_{20} ($\mu \Omega \text{ cm}$)	5,5
Panas spesifik C_w ($\text{kJ kg}^{-1} ^{\circ}\text{C}$)	0,14
Kekuatan tarik maksimal (N cm^{-2})	250000



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.7 Sensor HWA (a) *Single Normal* (b) *X-type*
Sensor (c) *Triple Sensor* (**Dantec, 2002**)

Dalam penggunaannya HWA mempunyai dua prinsip pengoperasian, yaitu menggunakan *Constant Current* (CC mode) dan *Constant Temperatur* (CT mode

). Prinsip dari *Constant Current* (CC mode) yaitu mengkondisikan arus yang mengalir pada sensor tetap tetapi besarnya temperatur bervariasi. Sedangkan prinsip dari *Constant Temperatur* (CT mode) adalah dengan menjaga konstan hambatan pada sensor yang berupa temperatur tetapi arus yang mengalir bervariasi.

Dalam penggunaan HWA sebagai alat pengukur kecepatan angin perlu dilakukan proses kalibrasi. Proses kalibrasi ini perlu dilakukan agar data pengukuran yang diambil menunjukkan data yang tepat dan akurat. Proses kalibrasi HWA ini dimulai dengan penentuan persamaan respon kalibrasi yang menyatakan suatu hubungan antara tegangan kawat (E) dengan kecepatan udara yang mengalir (U). Setelah mendapatkan persamaan respon kalibrasi yang tepat, maka setiap data pengukuran yang berupa tegangan dapat dievaluasi dengan menggunakan persamaan respon tersebut.

Persamaan respon kalibrasi tersebut antara lain adalah persamaan respon *Simple Power-Law* dan persamaan respon *Extended Power-Law*. Persamaan *Simple Power-Law* ditemukan oleh King (**Brunn, 1995**). Perumusan persamaan *Simple Power-Law* ini adalah sebagai berikut :

$$E^2 = A + B.U^n \quad (2.18)$$

dimana :

- E : tegangan kawat
- A : konstanta kalibrasi
- B : konstanta kalibrasi
- U : kecepatan udara arah aksial

Sedangkan persamaan *Extended Power-Law* ini merupakan penyempurnaan dari persamaan *Simple Power-Law*. Persamaan ini pertama kali diperkenalkan oleh **Siddal dan Davies (1972)**. Perumusan dari persamaan *Extended Power-Law* adalah sebagai berikut :

$$E^2 = A + B.U^n + CU \quad (2.19)$$

dimana :

- E : tegangan kawat
- U : kecepatan udara arah aksial
- A, B, dan C : konstanta-konstanta kalibrasi

Dalam pengukuran menggunakan HWA ini data yang didapatkan berupa data time series dimana data ditampilkan dalam suatu rentang periode tertentu. Selain itu, penggunaan alat ukur HWA ini dapat mengukur adanya frekuensi *vortex shedding* yang terjadi dibelakang benda

yang dilewati oleh aliran. Metode yang digunakan dalam menghitung besarnya frekuensi *vortex shedding* yaitu metode Fast Fourier Transforms. Hal ini dilakukan dengan menggunakan software SigView versi 2.2.1, software khusus untuk mengolah sinyal digital. Prinsip kerja dari metode FFT ini adalah membagi sinyal hasil penyamplingan menjadi beberapa bagian yang kemudian masing-masing bagian diselesaikan dengan algoritma yang sama dan hasilnya dikumpulkan kembali. Metode Fast Fourier Transforms (FFT) merupakan cara yang lebih efektif dari pada discrete fourier transoms (DFT). Hal ini dikarenakan metode FFT membutuhkan waktu yang lebih singkat dengan keakuratan hasil yang sama. Berikut perhitungan FFT dengan data (x_j) pada rentang pengambilan data (N) :

$$F_n = \sum_{i=0}^{N=i} x_j e^{-j2\pi \frac{nj}{N}} \quad (2.20)$$

Metode ini umum digunakan dalam melihat distribusi frekuensi ataupun pada *power spectral anaysis* dari suatu signal tertentu. Guna mendapatkan PSD dengan mengubah sinyal $E(t)$ hasil dari pengambilan data,

$$E(j) = \sum_{i=1}^N E(t) \omega_N^{(i-1)(j-1)} \quad (2.21)$$

dimana:

$$\omega_N = e^{(-\frac{2\pi E}{N})}$$

t : waktu

N : jumlah pengukuran

Kemudian didapatkan *power spectral density*

$$\text{PSD} = E(j) \cdot \text{conj}(E(j)/N) \quad (2.22)$$

Power spectral density (PSD) digambarkan terhadap fungsi frekuensi, sedangkan frekuensi tersebut dihitung dengan persamaan :

$$f(j) = \frac{S \cdot j}{N} \quad (2.23)$$

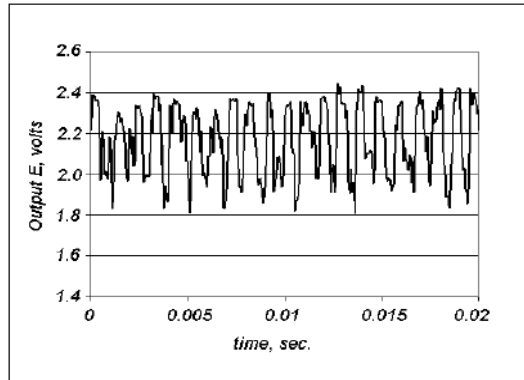
Dimana :

S : frekuensi pengambilan data

Frekuensi yang dihitung hanya setengah jumlah pengukuran pertama, atau sampai $j = N/2$ sesuai dengan

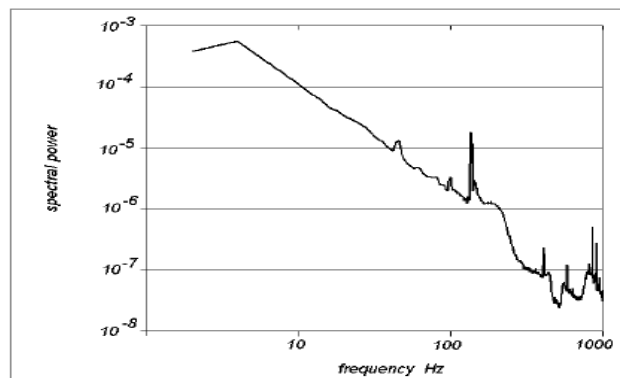
kriteria Nyquist yang mengharuskan pengukuran dilakukan pada dua kali frekuensi yang diprediksi.

Contoh data *time series* yang didapatkan dalam pengukuran dengan menggunakan HWA ini adalah sebagai berikut :



Gambar 2.8 Data *time series* (dantec, 2002)

Dari contoh data *time series* yang didapatkan dalam pengukuran menggunakan HWA, selanjutnya akan diolah menggunakan software Sig.View versi 2.2.1 dengan metode Fast Fourier Transform untuk mendapatkan besarnya frekuensi *vortex shedding*. Berikut merupakan contoh data frekuensi *vortex shedding* keluaran dari software Sig.View versi 2.2.1



Gambar 2.9 Data Frekuensi *Vortex Shedding* (dantec, 2002)

2.1.7 Bilangan Strouhal

Bilangan Strouhal adalah suatu bilangan tak berdimensi yang menjelaskan tentang mekanisme dari osilasi aliran dimana pengamatan difokuskan pada pergolakan aliran atau ketidakstabilan aliran. Penamaan bilangan Strouhal ini diambil dari Vincenc Strouhal yaitu seorang fisikawan kebangsaan Ceko yang melakukan eksperimen untuk melihat adanya fenomena *vortex shedding*. Bilangan Strouhal merepresentasikan tentang rasio gaya inersia akibat perubahan kecepatan dan gaya inersia akibat ketidakstabilan aliran dari satu titik ketitik yang lain dalam medan aliran. Bilangan strouhal didefinisikan sebagai perbandingan dari frekuensi *vortex shedding* dengan kecepatan udara, yaitu :

$$S_t = \frac{f_s D}{U} \quad (2.24)$$

dimana :

S_t = bilangan strouhal

f_s = frekuensi *vortex shedding*

D = diameter silinder sirkular utama,

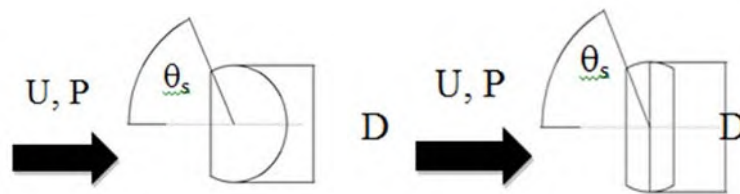
U = kecepatan fluida rata-rata

Bilangan Strouhal yang semakin besar menunjukkan bahwa frekuensi *vortex shedding* semakin besar. Dalam hal ini perhitungan bilangan Strouhal penting dalam memprediksi karakteristik aliran. Pada kenyataannya frekuensi *vortex shedding* dapat menjadi salah satu penyebab dari runtuhnya suatu struktur bangunan. Hal ini dikarenakan frekuensi *vortex shedding* sesuai dengan frekuensi resonansi benda. Berbagai hal telah dilakukan untuk untuk mengurangi dan menghilangkan efek resonansi yang salah satunya seperti menggunakan pengganggu dalam bangunan cerobong tinggi.

2.2 Penelitian Terdahulu

2.2.1 Penelitian Silinder Teriris

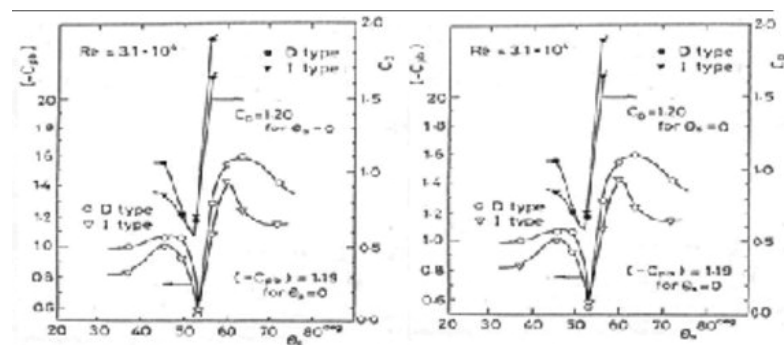
Penelitian yang dilakukan oleh **Aiba dan Watanabe (1997)** adalah aliran fluida yang melalui sebuah silinder teriris tipe D dan tipe I dengan variasi sudut kontur. Tipe silinder yang digunakan dalam penelitian ini diperoleh dengan memotong kedua sisi dari silinder sirkuler paralel dengan sumbu y , sedangkan pada tipe D hanya teriris pada sisi depan. Suatu benda dalam posisi tegak terhadap aliran akan mempunyai gaya *drag* yang besar akibat dari separasi aliran yang melintasi benda.



Gambar 2.10 Spesimen Tipe D dan Tipe-I (**Aiba dan Watanabe, 1997**)

Hasil eksperimen oleh **Aiba dan Watanabe (1997)**, sebagaimana ditunjukkan gambar 2.9 memperlihatkan bahwa sebelum silinder tunggal mengalami pengirisan, harga koefisien *drag* yang terjadi sebesar 1,2. Pengirisan dilakukan pada rentang 0° sampai $72,5^{\circ}$, koefisien *drag* akan mengalami penurunan pada sudut pengirisan 45° dan

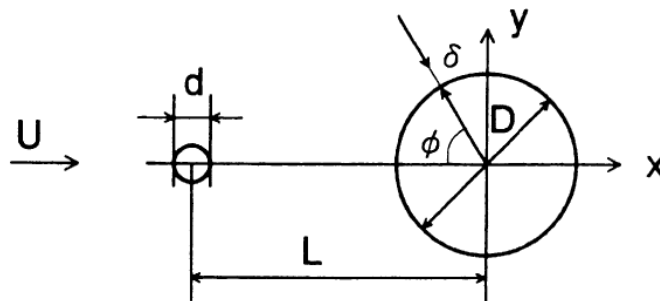
harga koefisien *drag* akan mengalami penurunan pada sudut pengirisan 45^0 dan harga koefisien *drag* akan mencapai nilai minimum pada sudut 53^0 dengan harga koefisien mendekati 50 % dari sudut pengirisan 0^0 atau tanpa pengirisan. Kemudian harga koefisien *drag* akan mengalami kenaikan seiring dengan naiknya sudut pengirisan (diatas 53^0) sampai dengan sudut pengirisan 65^0 . Dari data hasil eksperimen tersebut dapat ditampilkan dalam bentuk grafik hubungan antara koefisien *drag* (C_D) dengan sudut iris (θ_s). Harga C_D minimum tampak pada sudut iris $\theta_s = 53^0$ dari kedua tipe, baik untuk tipe-D atau tipe-I



Gambar 2.11 Grafik hubungan koefisien *drag* terhadap sudut iris
(Aiba dan Watanabe, 1997)

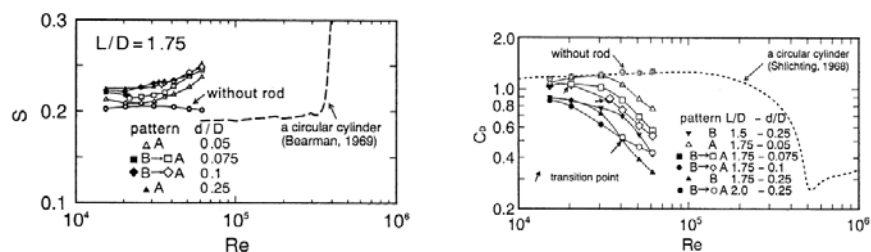
2.2.2 Penelitian Silinder Dengan Pengganggu

Penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder lain juga pernah dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)**. Penelitian tersebut memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D), diameter silinder pengganggu (d/D), dan harga bilangan Reynolds pada rentang $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$. Berikut ini merupakan gambar dari geometri benda uji.



Gambar 2.12 Geometri benda uji (**Tsutsui dan Igarashi, 2002**)

Geomteri benda uji tersebut mempunyai diameter silinder utama sebesar 40 mm dengan perubahan diameter silinder penganggu dari 1-10 mm sedangkan jarak antar ledua pusat silinder divariasikan dari rentang 50-120 mm. Dari hasil penelitan tersebut didapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* (C_D) dan peningkatan bilangan Strouhal yang disebabkan oleh peningkatan bilangan Reynolds (Re) dan peningkatan d/D serta penurunan harga L/D . Dengan peningkatan bilangan Reynolds di atas 3×10^4 , maka titik separasi akan bergeser lebih kebelakang, mempercepat transisi aliran laminar menjadi turbulen, sehingga bilangan Strouhal akan meningkat dan daerah *wake* menyempit (koefisien *drag* menurun). Berikut merupakan grafik hubungan bilangan Strouhal dengan bilangan Reynolds yang dilakukan pada penelitian ini.



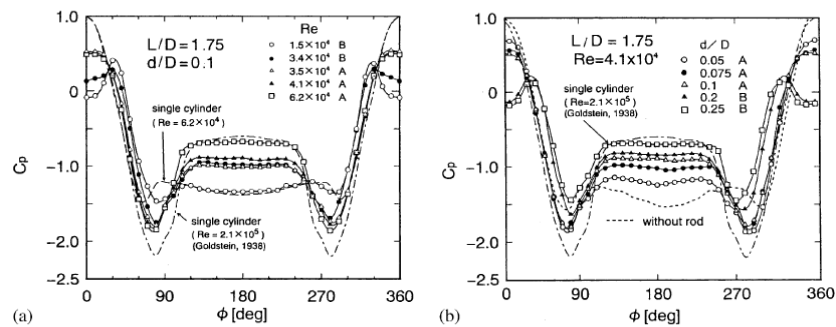
(a) Strouhal

(b) Drag

Coefficient

Gambar 2.13 Grafik bilangan Strouhal dan koefisien *drag*

(Tsutsui dan Igarashi, 2002)

(a) Dengan variasi Re (b) Dengan variasi d/D **Gambar 2.14** Grafik distribusi tekanan pada silinder

sirkuler utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Untuk mengetahui pengaruh variasi bilangan Reynolds (Re), diameter silinder pengganggu (d/D), dan jarak pusat silinder pengganggu dengan silinder sirkuler utama (L/D) terhadap koefisien *drag* (C_D) maka didapatkan grafik distribusi C_p seperti diatas. Pada gambar 2.11 (a) percobaan dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,1$ dengan dua

pola aliran yaitu pola aliran A dengan adanya *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu dan pola aliran B yaitu tanpa *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Untuk pola aliran A C_p menurun menjadi 0,5 dan pola aliran B C_p menjadi negatif pada bagian depan silinder sirkular utama. Dari grafik 2.11 (a) dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder pengganggu dengan variasi bilangan Reynolds yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Sedangkan pada gambar 2.11 (b) percobaan dilakukan dengan variasi diameter silinder sirkular utama yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $Re = 4,1 \times 10^4$. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Dari grafik 2.11 (b) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin

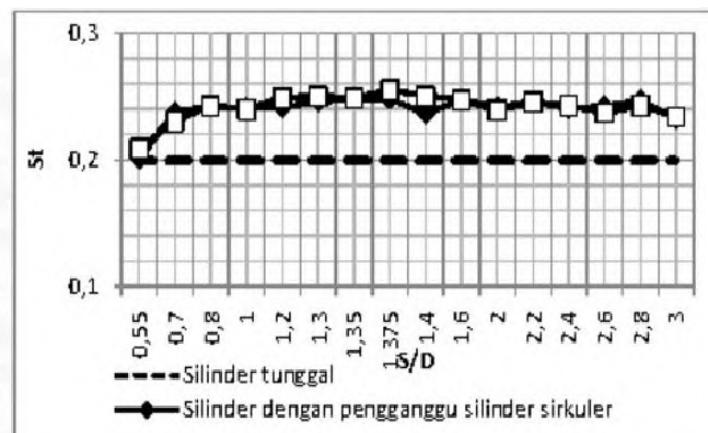
meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Pada penelitian **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari 0^0 sampai 65^0 yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$. Hasil pengukuran koefisien *drag* didapatkan bahwa pengurangan sudut iris yang efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65^0 . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I 65^0 sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* silinder tunggal.

Rizal (2010) melakukan penelitian tentang rancang *hot wire anemometer* single normal probe untuk mengukur bilangan Strouhal pada karakteristik aliran di belakang silinder sirkuler yang diganggu silinder teriris tipe-I. Penelitian tersebut didapatkan kesimpulan bahwa penggunaan pengganggu berupa silinder teriris tipe-I yang

ditempatkan didepan silinder utama efektif dalam peningkatan bilangan Strouhal. Penelitian ini dilakukan dengan menempatkan sebuah silinder pengganggu berupa silinder sirkular dan silinder teriris tipe-I dengan sudut iris 65° di depan silinder utama. Jarak kedua pusat silinder utama dan silinder tipe-D divariasikan pada rentang $0,55 \leq S/D \leq 3,0$ dan menggunakan bilangan Reynold sebesar $5,3 \times 10^4$. Pada penelitian ini diestimasikan nilai frekuensi *vortex shedding* dibelakang silinder sirkular utama tanpa adanya pengganggu yaitu sebesar 26,8 Hz.

Dari penelitian tersebut diperoleh karakteristik aliran dibelakang silinder utama yang diberi pengganggu berupa silinder sirkular dan silinder teriris tipe-I yang dijelaskan melalui bilangan Strouhal



Gambar 2.15 Grafik perbandingan bilangan Strouhal pada
Silinder Tunggal, Silinder Utama dengan
Penggangu Silinder Sirkular, dan Silinder Utama
Penggangu Silinder Teriris Tipe-I 65⁰ (**Rizal,**
2010)

Tabel 2.2 Perbandingan bilangan Strouhal (**Rizal, 2010**)

Tipe	Jarak (S/D)	St
Silinder tunggal	-	0,199
Silinder dengan penganggu silinder sirkuler	1,3	0,245
	1,35	0,248
	1,375	0,248
	1,4	0,236
Silinder dengan penggangu silinder teriris tipe-I 65 ⁰	1,3	0,249
	1,35	0,248
	1,375	0,254
	1,4	0,250

Penambahan pengganggu baik silinder sirkuler dan silinder tipe-I 65^0 meningkatkan intensitas turbulensi. *Shear layer* dari silinder pengganggu membangkitkan intensitas turbulensi sehingga aliran mampu mengatasi gaya gesek dan *adverse pressure gradient* yang terjadi pada *boundary layer*. Perbedaan antara silinder teriris tipe-I 65^0 dengan silinder sirkuler terletak pada besarnya *vorticity*. *Streamline* dari silinder teriris tipe I 65^0 terdefleksi lebih kuat akibat separasi yang terjadi pada sudut irisnya dari pada defleksi silinder sirkuler sehingga *vorticity* silinder teriris tipe-I 65^0 lebih besar. Ketika menyentuh silinder sirkuler di belakang silinder pengganggu, energi aliran yang menyusuri silinder utama menjadi lebih besar sehingga mampu melawan gaya gesek dan *adverse pressure*.

Selain pengaruh silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada silinder utama. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan jatuh lebih maju pada kontur silinder utama. Hal ini akan membangkitkan intensitas turbulensi. Namun seiring dengan jarak yang semakin jauh, *shear layer* dari silinder pengganggu akan mundur ke belakang. Fenomena ini efektif mereduksi daerah *wake* di belakang silinder utama.

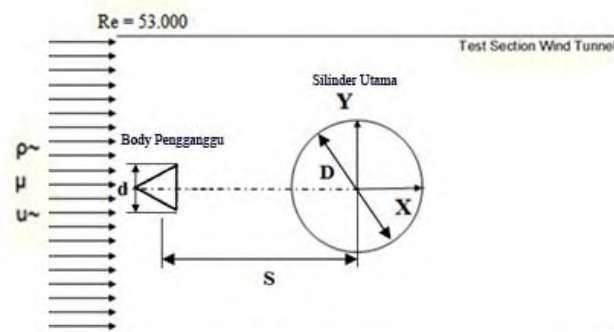
Secara umum, daerah *wake* yang menyempit menghasilkan peningkatan bilangan Strouhal.

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Parameter yang Diukur

Pada penelitian diperlukan adanya analisis dimensi untuk mengetahui parameter-parameter yang berpengaruh. Penelitian memvariasikan bentuk *body* pengganggu dengan tiga variasi yaitu berbentuk silinder, segitiga sama sisi dan bujur sangkar sehingga parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah massa jenis fluida (ρ), viskositas fluida (μ), kecepatan fluida (U_∞), diameter silinder utama atau silinder sirkular (D) dan jarak *body* pengganggu terhadap silinder sirkular (S). Parameter tersebut akan dianalisa dengan *Buckingham – Phi Theorema* untuk mengetahui faktor – faktor yang mempengaruhi karakteristik aliran. Berikut adalah skema penelitian dan parameter yang akan dianalisa tampak pada gambar 3.1



Gambar 3.1 Skema penelitian dan parameter yang diukur

Dari skema yang tampak pada gambar 3.1, diperkirakan koefisien tekanan (C_p), koefisien *Drag* (C_d) dan bilangan Strouhal tergantung pada:

- Δp : perbedaan antara tekanan *freestream* dengan tekanan pada dinding silinder (N/m^2)
- F_d : *drag force* (N)
- ρ : massa jenis fluida udara (kg/m^3)
- μ : viskositas udara (Ns/m^2)
- U_∞ : kecepatan udara (m/s)
- L : Panjang silinder sirkular (m)
- D : diameter silinder sirkular (m)

- S : jarak *body* pengganggu terhadap silinder sirkular

3.1.1 Analisa Dimensi Koefisien Tekanan (C_p)

Setelah dilakukan analisa dimensi, akan diperoleh 4 grup tak berdimensi yaitu:

$$\pi_1 = \frac{\Delta p}{\rho U_\infty^2} = \text{koefisien tekanan}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U_\infty D} = \text{bilangan Reynolds (Re)}$$

$$\pi_3 = \frac{S}{D} = \text{axis rasio}$$

$$\pi_4 = \frac{L}{D} = \text{rasio panjang silinder dengan diameternya}$$

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut:

$$\pi_1 = f_1 (\pi_2, \pi_3, \pi_4)$$

$$\frac{\Delta p}{\rho U_\infty^2} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho U_\infty D}, \frac{S}{D}, \frac{L}{D} \right)$$

Pada penelitian ini nilai Re dan L/D merupakan variabel tetap sedangkan bentuk *body* pengganggu divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap koefisien tekanan pada *body* pengganggu.

Sehingga :

$$\frac{\Delta p}{\rho U_{\infty}^2} = f_2 \left(\frac{S}{D} \right)$$

atau :

$$C_p = f_3 \left(\frac{S}{D} \right) \quad (3.1)$$

3.1.2 Analisa Dimensi Koefisien *Drag*

Setelah dilakukan analisa dimensi, akan diperoleh 4 grup tak berdimensi yaitu:

$$\pi_5 = \frac{F_D}{\rho U_{\infty}^2 D^2} = \text{koefisien drag}$$

$$\pi_6 = \frac{\mu}{\rho U_{\infty} D} = \text{bilangan Reynolds (Re)}$$

$$\pi_7 = \frac{S}{D} = \text{axis ratio}$$

$$\pi_8 = \frac{L}{D} = \text{ratio panjang silinder dengan diameternya}$$

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut:

$$\pi_5 = f_4 (\pi_6, \pi_7, \pi_8)$$

$$\frac{F_D}{\rho U_\infty^2 D^2} = f_4 \left(\frac{\mu}{\rho U_\infty D}, \frac{S}{D}, \frac{L}{D} \right)$$

Pada penelitian ini nilai Re dan L/D merupakan variabel tetap sedangkan bentuk body pengganggu divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap koefisien tekanan pada *body* pengganggu.

Sehingga :

$$\frac{F_D}{\rho U_\infty^2 D^2} = f_5 \left(\frac{S}{D} \right)$$

atau :

$$C_D = f_6 \left(\frac{S}{D} \right) \quad (3.2)$$

3.1.3 Analisa Dimensi Bilangan Strouhal (St)

Setelah dilakukan analisa dimensi, akan diperoleh 4 grup tak berdimensi yaitu :

$$\pi_9 = \frac{fD}{U} = \text{bilangan Strouhal (St)}$$

$$\pi_{10} = \frac{\mu}{\rho U_\infty D} = \text{bilangan Reynolds (Re)}$$

$$\pi_{11} = \frac{S}{D} = \text{axis rasio}$$

$$\pi_{12} = \frac{L}{D} = \text{rasio panjang silinder dengan diameternya}$$

Hubungan antara grup tak berdimensi adalah sebagai berikut :

$$\pi_{13} = f_7 (\pi_{10}, \pi_{11}, \pi_{12})$$

$$\frac{fD}{U} = f_7 \left(\frac{\mu}{\rho U_{\infty} D}, \frac{S}{D}, \frac{L}{D} \right)$$

Pada penelitian ini nilai Re dan L/D merupakan variabel tetap sedangkan bentuk body pengganggu divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap nilai bilangan Strouhal.

Sehingga :

$$\frac{fD}{U} = f_8 \left(\frac{S}{D} \right)$$

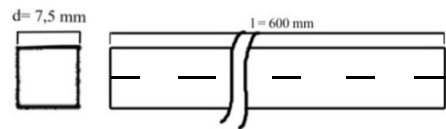
atau :

$$S_t = f_9 \left(\frac{S}{D} \right) \quad (3.3)$$

3.2 Peralatan Penelitian

Benda uji yang digunakan antara lain :

Tipe A (bujur sangkar)

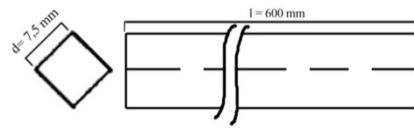


lebar sisi (d) : 7,5 mm

— —

panjang (l) : 600 mm

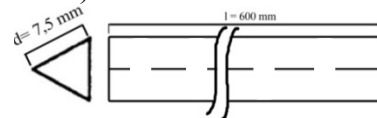
Tipe B (bujur sangkar
diputar 45^0)



lebar sisi (d) : 7,5 mm

panjang (l) : 600 mm

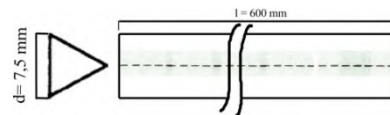
Tipe C (segitiga samasisi diputar 30^0)



lebar sisi (d) : 7,5 mm

panjang (l) : 600 mm

Tipe D (segitiga samasisi diputar 210^0)



lebar sisi (d) : 7,5 mm

panjang (l) : 600 mm

Tipe E (silinder pejal)



Diameter (d) : 7,5 mm

Panjang (l) : 600 mm

Adapun peralatan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. *Wind Tunnel*

Penelitian ini menggunakan *wind tunnel* jenis *open circuit* untuk menguji benda dalam skala model, dimana udara yang dialirkan ke dalamnya langsung bebas dilepas ke udara bebas setelah melalui *test section*. Hal ini disebabkan pengukuran sebenarnya cukup sulit dan membutuhkan biaya yang mahal. *Wind tunnel* ini digolongkan sebagai *subsonic wind tunnel* karena kecepatan udaranya maksimal hanya 21 m/s dan *Mach number*-nya kurang dari 0,9. *Wind tunnel* yang digunakan ini dapat dilihat pada gambar 3.2.

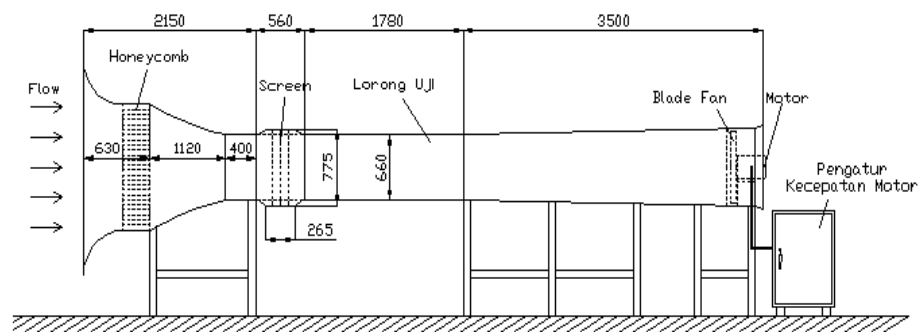


Gambar 3.2 *Wind tunnel*

a) Spesifikasi *Wind Tunnel*

- Jenis : *Subsonic, open circuit wind tunnel*
- Bentuk *test section* : Penampang persegi panjang
 - Panjang : 1780 mm
 - Tinggi : 660 mm
 - Lebar : 660 mm

b) Skema *Wind Tunnel*



Gambar 3.3 Skema dan dimensi *wind tunnel*

2. Wall Pressure Tap

Alat ini berupa lubang-lubang kecil berdiameter 1 mm yang terpasang di sepanjang kontur *body* benda uji bagian tengah dan dinding datar bagian tengah. *Pressure tap* ini berfungsi untuk mengukur besar

tekanan di sepanjang permukaan benda uji dan dinding datar dengan menghubungkan setiap *pressure tap* ke *pressure transducer*.

3. Pitot Static Tube

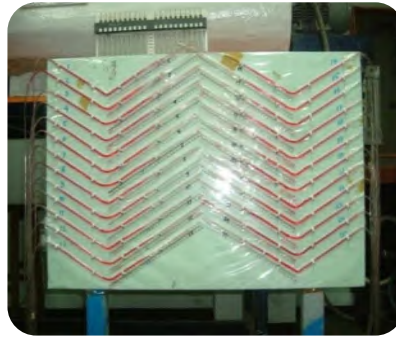
Alat ini berfungsi untuk mengukur besarnya tekanan statis dan tekanan stagnasi aliran. Pada penelitian ini, *pitot static tube* digunakan pada saat validasi antara *pitot static tube* dengan *Hot Wire Anemometer* yang nantinya akan digunakan untuk mengukur *velocity profile*..



Gambar 3.4 *Pitot static tube*

4. Manometer

Inclined manometer berfungsi untuk membaca Δh terukur sebagai akibat dari perbedaan tekanan kontur dengan tekanan atmosfer. Manometer yang digunakan pada proses pembandingan adalah manometer berisi *red oil* dengan $SG=0,827$ yang kemiringannya sebesar 15° .



Gambar 3.5 *Inclined manometer*

5. Termometer

Termometer berfungsi untuk mengukur temperatur ruangan pada saat dilakukan proses pengambilan data. Data temperatur ini menentukan massa jenis udara dan viskositas kinematik udara pada saat proses pengambilan data.

6. HWA (Hot Wire Anemometer)

Hot wire anemometer (HWA) menggunakan prinsip perpindahan panas secara konveksi dari kawat panas atau elemen film pada medan aliran. Perubahan yang terjadi pada medan aliran berupa kecepatan fluida akan berpengaruh pada elemen panas. Keluaran yang dihasilkan berupa tegangan dan juga waktu.

7. Data Acquisition

Data acquisition berguna mengubah sinyal analog keluaran dari HWA ke bentuk digital yang kemudian dapat diolah di computer. DAQ yang digunakan adalah DAQ merek Omega tipe DAQPRO 5300 dengan software bawaan DAQLAB.

8. Software Computer

Software computer yang digunakan antara lain Microsoft Office 2007 (Word, Excell, dan Visio) serta software pengolah sinyal, SigView 2.2.1 yang berguna mengubah domain waktu ke bentuk domain frekuensi

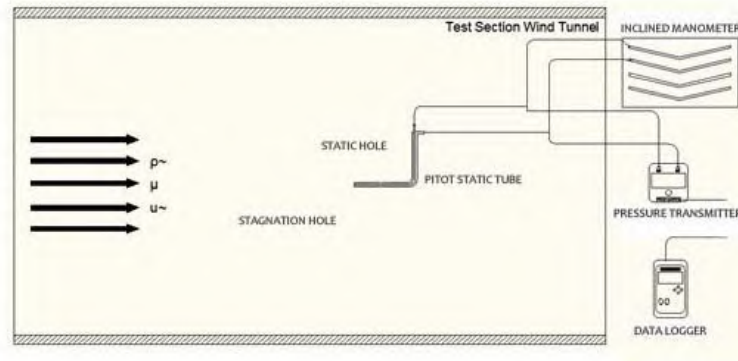
3.3 Prosedur dan Skema Penelitian

3.3.1 Konversi pengukuran manometer dan *pressure transducer*

Konversi dilakukan untuk menyamakan keluaran yang berupa arus dari beberapa *pressure transmitter* yang digunakan sehingga didapatkan faktor konversi menjadi besaran yang tekanan yang sama.

1. Mempersiapkan peralatan yaitu *pressure transmitter*, DAQ, *Pitot static tube*, selang bercabang dan manometer.
2. Mengatur *pitot static tube* agar terletak tepat pada *test section wind tunnel*.
3. Sedang keluaran *pitot static tube* dihubungkan dengan selang bercabang, satu cabang terhubung ke manometer dan cabang yang lain terhubung ke *pressure transmitter*.
4. Membaca skala awal manometer.
5. Menghidupkan *fan* pada *wind tunnel* dan mengaturnya pada putaran tertentu.
6. Membaca Δh pada manometer dan *output* pada *pressure transmitter* yang ditampilkan pada DAQ.
7. Mengubah-ubah putaran *fan* secara kontinyu.
8. Melakukan prosedur 6 untuk setiap nilai putaran *fan* yang berbeda, dimulai dari 800 rpm hingga 1300 rpm dengan interval 50 rpm untuk tiap titik.

9. Membuat plot data Δh dan arus yang didapatkan ke dalam grafik dan mendapatkan persamaan konversinya.



Gambar 3.6 Skema konversi manometer dan *pressure transducer*

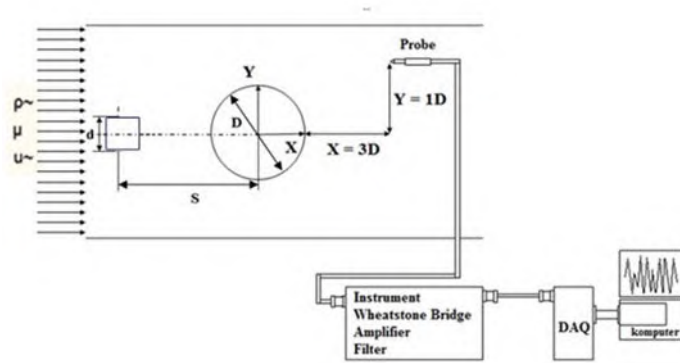
3.3.2 Prosedur Pengambilan data

3.3.2.1 Pengambilan Data Kuantitatif Frekuensi *Vortex Shedding* Silinder Sirkular yang Diganggu dengan *Body* Pengganggu

Tahap pengambilan data bilangan Strouhal yang akan dianalisa melalui proses pengambilan data dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Memasang benda uji berupa silinder sirkuler dengan *body* pengganggu tipe A

2. Menempatkan posisi *probe* HWA pada $x/D = 3$, $y/D = 1$.
3. Mengatur jarak *body* pengganggu S/D sebesar 1,45
4. Menyalakan *fan*, atur besar putarannya dengan menggunakan inverter agar diperoleh kecepatan dalam *test suction* yang sesuai dengan kecepatan pengujian yang diharapkan pada bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$.
5. Merekam data tegangan HWA dari pengukuran pada DAQ.
6. Memasang benda uji dan *body* pengganggu dengan memvariasikan jarak 1,45, 1,50, 1,55, 1,60, 1,65, 1,70.
7. Mematikan *fan* dan mengatur kembali instalasi eksperimen.
8. Mengganti *body* pengganggu dengan *body* pengganggu tipe lain yakni tipe B, C, D dan E serta melakukan langkah 2-7 untuk setiap tipe *body* pengganggu.



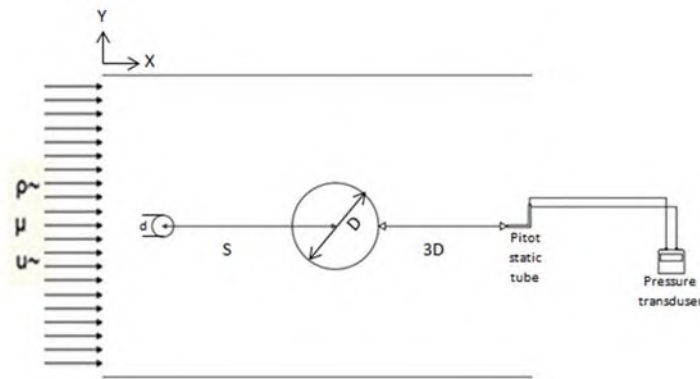
Gambar 3.7 Skema pengambilan data frekuensi

3.3.2.2 Pengambilan Data Profil Kecepatan di Belakang Silinder Utama

Pengambilan data untuk mendapatkan profil kecepatan dibelakang silinder utama yang disusun secara tandem dengan *body* pengganggu dilakukan sebagai berikut :

1. Memasang benda uji berupa silinder sirkular dengan *body* pengganggu tipe A
2. Menempatkan posisi *probe* HWA pada $x/D = 3$, $y/D = 1$.
3. Mengatur jarak *body* pengganggu S/D sebesar 1,45

4. Menyalakan *fan*, atur besar putarannya dengan menggunakan inverter agar diperoleh kecepatan dalam *test suction* yang sesuai dengan kecepatan pengujian yang diharapkan pada bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$.
5. Merekam data tegangan HWA dari pengukuran pada DAQ.
6. Memasang benda uji dan *body* pengganggu dengan memvariasikan jarak 1,45, 1,50, 1,55, 1,60, 1,65, 1,70.
7. Mematikan *fan* dan mengatur kembali instalasi eksperimen.
8. Mengganti *body* pengganggu dengan *body* pengganggu tipe lain yakni tipe B, C, D dan E serta melakukan langkah 2-7 untuk setiap tipe *body* pengganggu.



Gambar 3.8 Skema pengambilan data profil kecepatan

3.3.2.3 Pengambilan Data Distribusi Tekanan Silinder

Utama (C_P) :

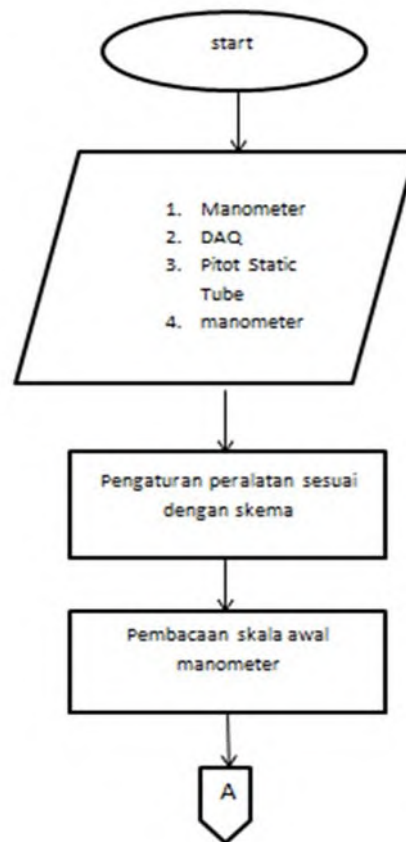
Pengambilan data untuk mendapatkan distribusi tekanan dibelakang silinder utama yang disusun secara tandem dengan *body* pengganggu dilakukan sebagai berikut :

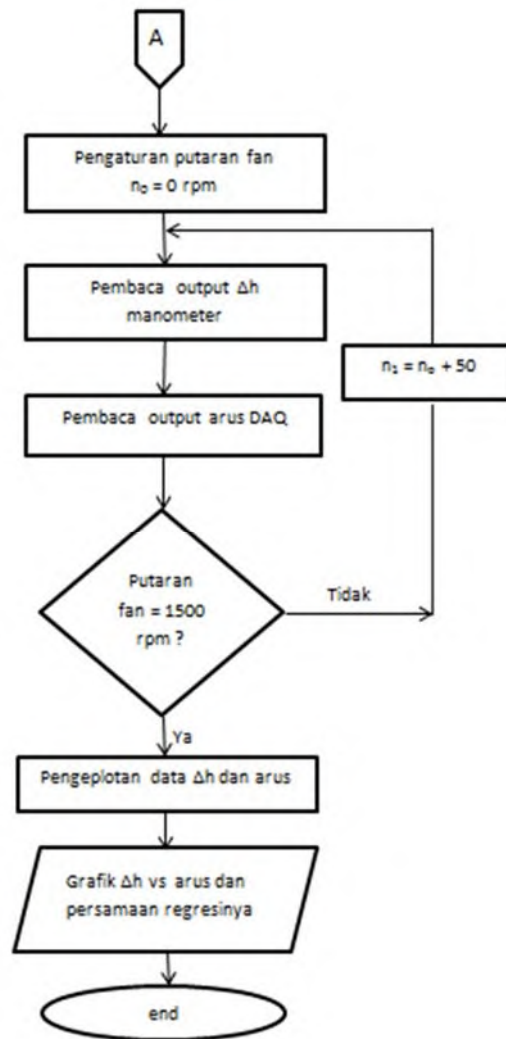
1. Memasang benda uji berupa silinder sirkular dengan *body* pengganggu tipe A.
2. Menghubungkan *pressure tap* ke manometer di sepanjang kontur silinder utama.
3. Mengatur jarak *body* pengganggu S/D sebesar 1,45

4. Menyalakan *fan*, atur besar putarannya dengan menggunakan inverter agar diperoleh kecepatan dalam *test suction* yang sesuai dengan kecepatan pengujian yang diharapkan pada bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$.
5. Memasang benda uji dan *body* pengganggu dengan memvariasikan jarak 1,45, 1,50, 1,55, 1,60, 1,65, 1,70.
6. Catat perbedaan Δh pada manometer.
7. Mematikan *fan* dan mengatur kembali instalasi eksperimen.
8. Mengganti *body* pengganggu dengan *body* pengganggu tipe lain yakni tipe B, C, D dan E serta melakukan langkah 2-7 untuk setiap tipe *body* pengganggu.

3.4 Flowchart Penelitian

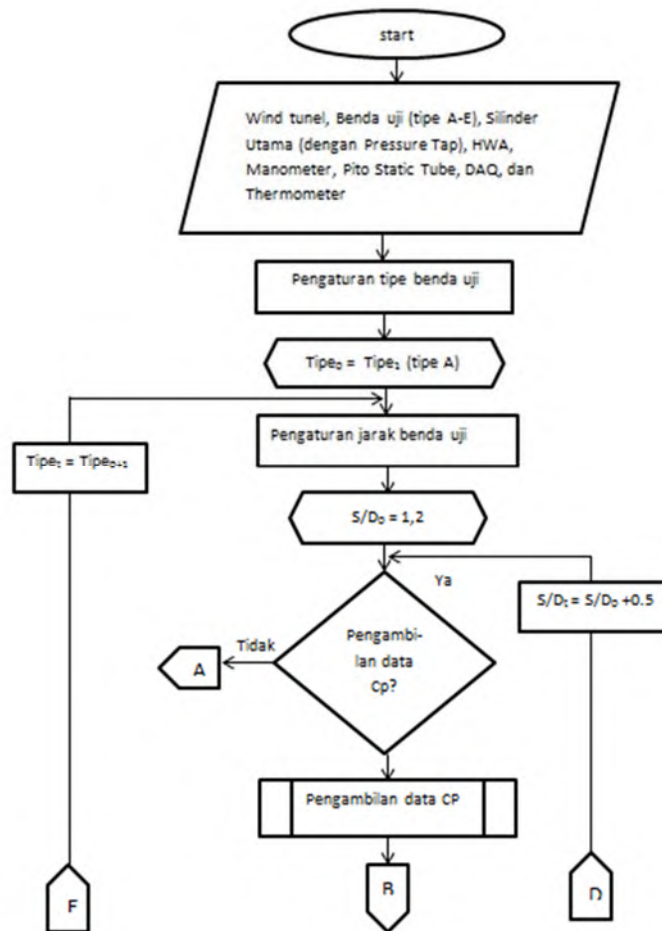
3.4.1 Kalibrasi Delta H (ΔH) dan Arus

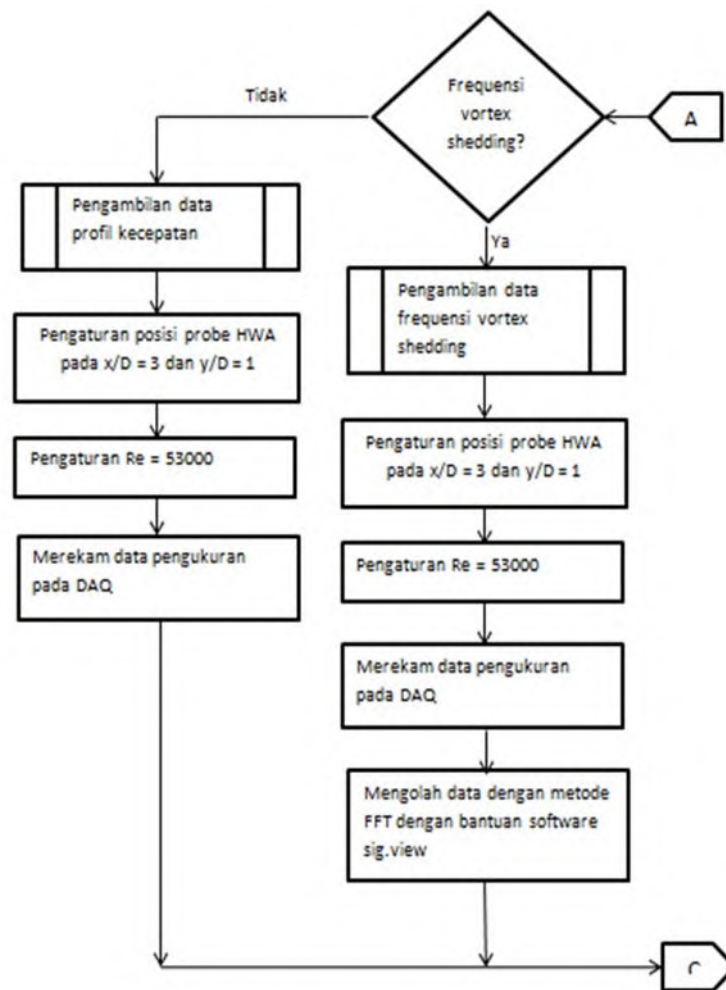


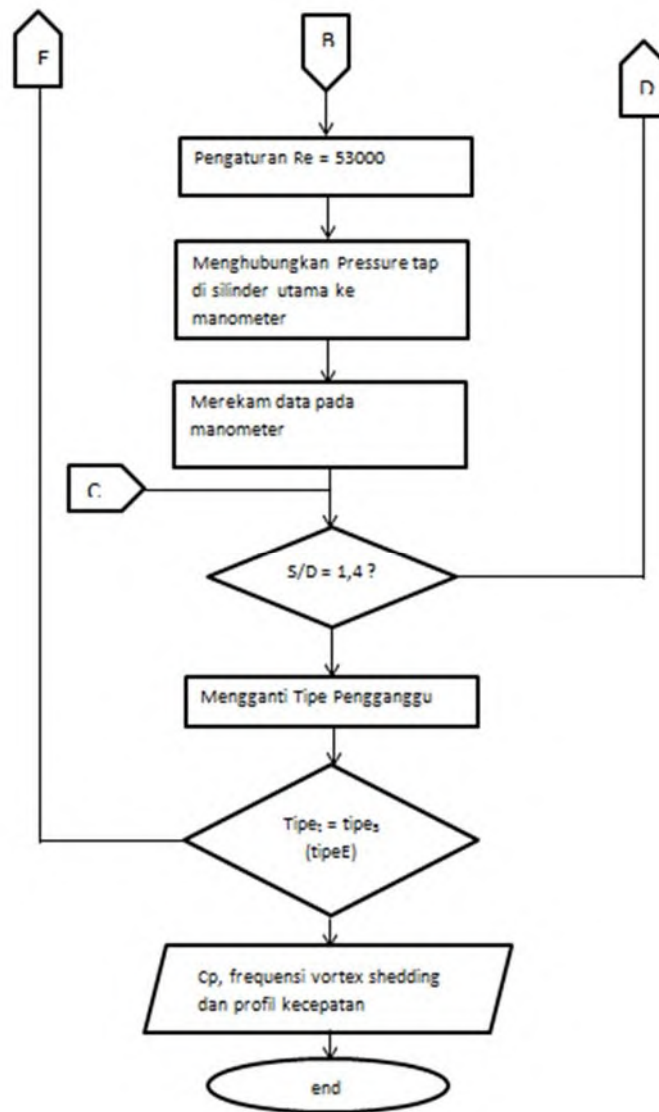


Gambar 3.9 Flowcart Delta H (ΔH) dan Arus

3.4.2 Pengambilan Data Koefisien Tekanan (C_p), Frekuensi dan Profil Kecepatan







Gambar 3.10 Flowchart pengambilan data

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

❖ massa jenis udara (ρ)

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaian gas didapatkan bahwa :

$$\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka persamaan 4.1 berubah menjadi

$$\frac{p_1 \times m_1}{T_1 \times \rho_1} = \frac{p_2 \times m_2}{T_2 \times \rho_2}$$

dimana:

m_1 = massa udara pada keadaan standar (acuan)

m_2 = massa udara pada saat pengujian

P_1 = tekanan absolut udara pada saat keadaan standar
= 1,01325 N/m²

P_2 = tekanan absolut udara pada saat pengujian

T = temperatur udara standar = 288,2 K

$$T_2 = \text{temperatur ruangan kerja} = 26^\circ\text{C} = 299 \text{ K (diasumsikan konstan)}$$

$$\rho_1 = \text{massa jenis udara pada saat keadaan standar} = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho = \text{massa jenis udara pada saat pengujian}$$

Bila keadaan standar dan keadaan pengujian berada pada ketinggian yang sama, maka :

$$P_1 = P_2$$

Dan karena massa udara pada keadaan standar dan pada keadaan pengujian itu sama, maka :

$$m_1 = m_2$$

Dari batasan tersebut, maka persamaannya menjadi:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \times \rho_1}{T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{299 \text{ K}} = 1,1801 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

❖ **viskositas absolut udara (μ)**

Untuk perhitungan viskositas absolut udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu :

$$\mu_2 = \frac{b \times (T_2)^{0,5}}{1 + \frac{S}{T_2}} \quad (4.2)$$

dimana:

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \text{ Kg/m.s.K}^{0,5}$$

$$S = 110,4 \text{ K}$$

sehingga:

$$\mu_2 = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{0,5}} \times (299 \text{ K})^{0,5}}{1 + \frac{110,4 \text{ K}}{300 \text{ K}}} = 1,8413 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$$

❖ **kecepatan freestream**

Berikut merupakan persamaan untuk mendapatkan kecepatan freestream :

$$U_{\infty} = \frac{Re \times \mu}{\rho_2 \times D} = \frac{53000 \times 1,8507 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}}{1,181 \frac{kg}{m^3} \times 0,06m}$$

$$U_{\infty} = 13,783 \frac{m}{s}$$

(4.3)

4.2 Contoh Perhitungan

4.2.1 Perhitungan Koefisien Tekanan (Cp)

Sebagai contoh perhitungan koefisien tekanan (C_p), maka digunakanlah data-data yang ada pada silinder sirkular tunggal dengan *Reynolds number* sebesar $5,3 \times 10^4$, yaitu sebagai berikut:

- Cairan pengisi manometer adalah *Red Oil* dengan SG
= 0,804
- Massa jenis air (ρ)
= 999 kg/m^3
- Massa jenis udara (saat $T = 299K$)
= $1,181 \text{ kg/m}^3$
- Percepatan gravitasi (g)
= $9,81 \text{ m/s}^2$
- Pembacaan perbedaan ketinggian manometer udara *free stream* $\Delta h = -39,340 \text{ mm}$

- Pembacaan perbedaan ketinggian manometer pada kontur $\Delta h = -24.992 \text{ mm}$
- Kecepatan *free stream*
 $= 13,784 \text{ m/s}$

❖ Menghitung tekanan statik *free stream* dalam Pa

Untuk menghitung tekanan statis pada *free stream*, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_{sf} = \frac{SG_{redoil} \times \rho H_2 O \times g \times 2 \times \Delta h}{1000} \quad (4.4)$$

$$P_{sf} = \frac{0,804 \times 999 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 2 \times (-39,340 \text{ mm})}{1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}}$$

$$= -309.978 \text{ Pa}$$

❖ Menghitung tekanan dinamik *free stream* dalam Pa

Untuk menghitung tekanan statis pada kontur, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_d = p_0 - p_s = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \quad (4.5)$$

$$P_d = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2$$

$$P_d = \frac{1}{2} \times 1,1729 \frac{Kg}{m^3} \times (13,784 \frac{m}{s^2})^2 = 112.163 Pa$$

❖ Menghitung tekanan statik kontur dalam Pa

Untuk menghitung tekanan statis pada kontur, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_{sk} = \frac{SG_{redoil} \times \rho H_2 O \times g \times 2 \times \Delta h}{1000} \quad (4.6)$$

$$P_{sk} = \frac{0,804 \times 999 \frac{Kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 2 \times (-24.992 mm)}{1000 \frac{mm}{m}}$$

$$= -197.815 Pa$$

❖ Menghitung *Pressure Coefficient* (C_p)

Untuk menghitung tekanan statis pada kontur, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$C_P = \frac{P_{SK} - P_{Sf}}{\frac{1}{2} \rho U_{\infty}^2} = \frac{P_{SK} - P_{Sf}}{P_d} \quad (4.7)$$

$$C_P = \frac{P_{SK} - P_{Sf}}{P_d} = \frac{-197.815 Pa - (-309.978 Pa)}{112.163 Pa} = 1$$

4.2.2 Perhitungan Koefisien *DragPressure* (C_{Dp})

Sebagai contoh perhitungan koefisien *drag pressure* (C_{Dp}), maka digunakanlah perhitungan yang ada pada silinder sirkular dengan pengganggu pada S/D 0,6 dengan *Reynolds number* sebesar $5,3 \times 10^4$.

Secara matematis, koefisien *drag pressure* (C_{Dp}), dirumuskan dengan:

$$C_{Dp} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p(\theta) \cos(\theta) d\theta \quad (4.8)$$

$$\text{bila} \quad I = \int_0^{2\pi} C_p(\theta) \cos(\theta) d\theta$$

$$\text{maka} : \quad C_{Dp} = \frac{1}{2} I$$

dengan menggunakan metode numerik aturan *Simpson 1/3* segmen berganda yang dirumuskan:

$$I \cong (b-a) \frac{f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5}^{n-1} f(x_i) + 2 \sum_{j=2,4,6}^{n-2} f(x_j) + f(x_n)}{3n} \quad (4.9)$$

dimana : $a = 0$; $b = 2\pi$; $n = 72$

$$f(x_0)=1$$

$$4 \sum_{i=1,3,5}^{n-1} f(x_i)=34.931$$

$$2 \sum_{j=2,4,6}^{n-2} f(x_j)=15.507$$

$$f(x_n)=1$$

Sehingga

$$C_{Dp} = \frac{1}{2} \left[\frac{2\pi-0}{3 \times 72} \{ (1) + (34.931) + (15.507) + (1) \} \right]$$

$$C_{Dp} = 0.762$$

4.3 Analisis Aliran Melintasi Silinder Sirkular Tunggal dengan Bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$

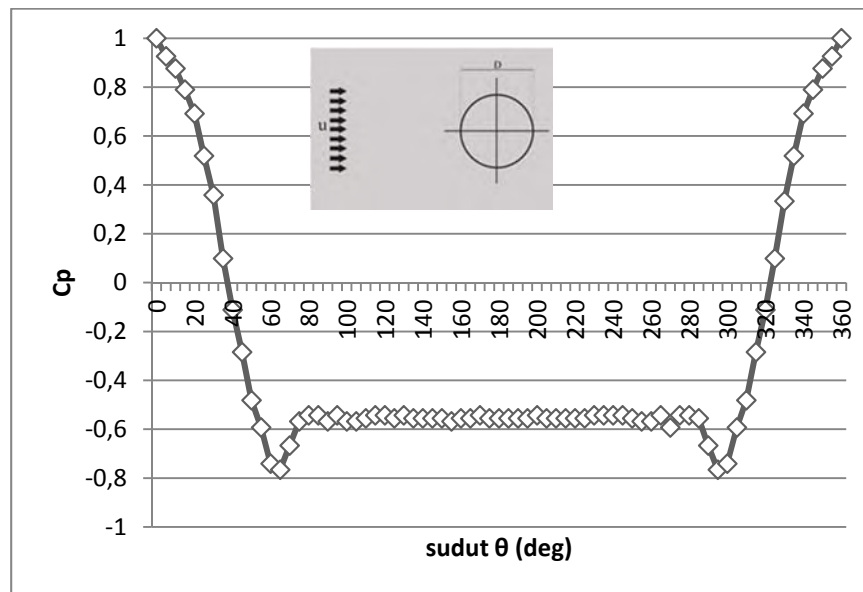
Pada penelitian ini dilakukan analisis aliran melewati silinder sirkular dengan variasi pengganggu Tipe A, Tipe B, Tipe C, Tipe D, dan Tipe E serta variasi jarak dari titik tengah pengganggu dengan titik tengah silinder sirkular (S/D) = 1,45 hingga 1,70 dengan rentang jarak 0,5. Untuk membandingkan hasil dari penelitian ini sebagai bahan

validasi maka perlu dianalisis terlebih dahulu aliran melewati silinder sirkular.

Analisis aliran yang melewati silinder sirkular dilakukan dengan mengamati distribusi tekanan di sepanjang kontur menggunakan *pressure tap*. Sedangkan untuk mengamati aliran dibelakang silinder sirkular digunakan *Hot Wire Anemometer* (HWA) dan Pitot tube. HWA digunakan untuk mengamati frekuensi aliran dan Pitot tube digunakan mengamati profil kecepatan yang terjadi di belakang silinder sirkular.

4.3.1 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Tunggal

Distribusi tekanan pada kontur silinder sirkular ditunjukkan dengan grafik koefisien tekanan (C_p) yang merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis kontur dan tekanan statis *freestream* dengan tekanan dinamis.



Gambar 4.1. Grafik koefisien tekanan (C_p) sebagai fungsi dari sudut (θ) untuk silinder sirkular tunggal

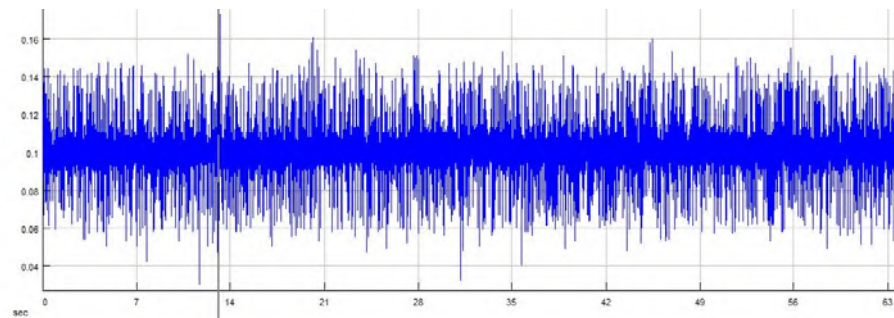
Gambar 4.1 di atas merupakan grafik C_p sebagai fungsi sudut pada silinder sirkular tunggal. Dari grafik tersebut terlihat pada sudut kontur 0° dan 360° merupakan titik stagnasi dimana aliran diperlambat hingga berhenti tanpa melalui proses gesekan. Hal ini ditunjukkan dengan nilai C_p yang memiliki nilai mendekati sama dengan 1 ($C_p \approx 1$). Selanjutnya aliran mengalami percepatan dan penurunan tekanan seiring dengan penurunan grafik C_p . Tekanan

minimum dan kecepatan maksimum yang melewati silinder sirkular terjadi pada sudut kontur 65^0 dan 295^0 . Pada sudut kontur selanjutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur 75^0 dan 285^0 yang ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan.

4.3.2 Frekuensi *Vortex Shedding* dan Bilangan *Strouhal* Silinder Sirkular Tunggal

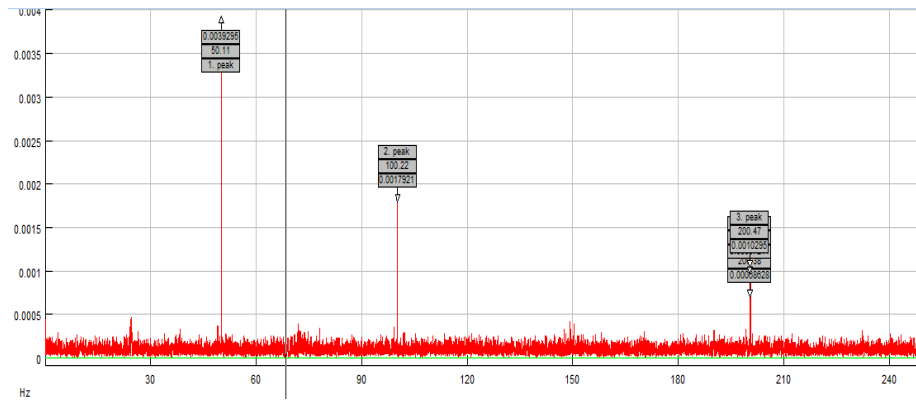
Bilangan Strouhal merepresentasikan tentang rasio gaya inersia akibat perubahan kecepatan dan gaya inersia akibat ketidakstabilan aliran dari satu titik ketitik yang lain dalam medan aliran. Bilangan Strouhal didefinisikan sebagai perbandingan dari frekuensi *vortex shedding* dengan kecepatan udara. Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan menggunakan *hot wire anemometer*. Frekuensi *vortex shedding* adalah jumlah ketidakstabilan aliran (*vortex*) yang terukur tiap satuan waktu ketika aliran tersebut melintasi *probe hot wire anemometer* yang ditempatkan pada posisi tertentu yang mampu secara optimum menangkap frekuensi *vortex shedding*. *Vortex*

shedding merupakan aliran tidak stabil yang terjadi sesuai dengan ukuran geometri benda. Dalam aliran ini pusaran diciptakan pada belakang benda dan berisolasi pada bagian *upper side* dan *lower side*. Frekuensi pengambilan data pada penelitian ini adalah 500 sampel perdetik atau 500 Hz. Signal keluaran dari *hot wire anemometer* berupa tegangan fungsi waktu seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.2.



Gambar 4.2. Signal tegangan fungsi waktu silinder sirkular tunggal

Pada gambar 4.2 signal keluaran dari *hot wire anemometer* masih dalam domain waktu. Untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding* diperlukan pengolahan sinyal dengan menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan sinyal dengan metode FFT ini dibantu menggunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*.



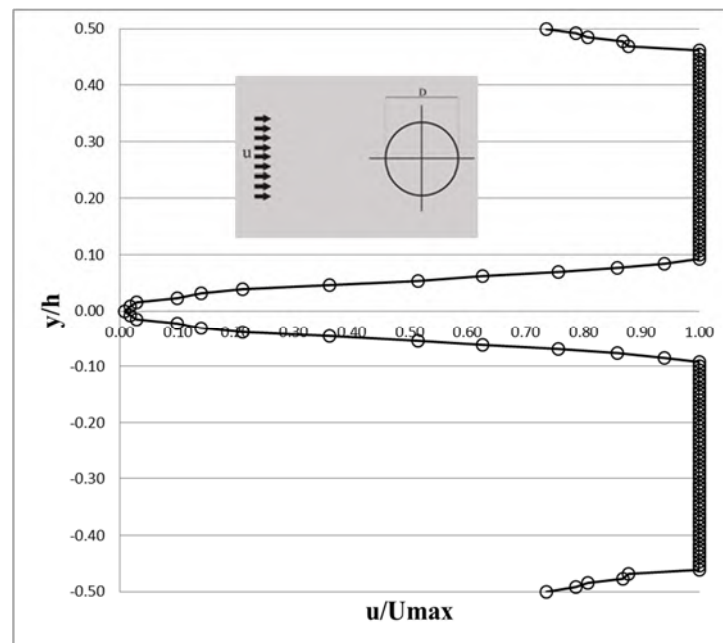
Gambar 4.3 *Signal* frekuensi silinder sirkular tunggal

Pada gambar 4.3 besarnya frekuensi *vortex shedding* yang terjadi pada silinder sirkular tunggal dapat dilihat pada titik maksimum *Power spectral density (PSD)*. *Power spectral density* merupakan signal energi per unit dari frekuensi atau dikenal juga dengan tampilan penyebaran daya dari komponen frekuensi acak. Besarnya frekuensi *vortex shedding* yang terjadi adalah sebesar 50,11 Hz sehingga bilangan Strouhal pada silinder sirkular tunggal sebesar 0,218.

4.3.3 Profil Kecepatan Silinder Sirkular Tunggal

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan

yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan makasimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang 32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiap 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.4 merupakan garfik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.



Gambar 4.4. Grafik profil kecepatan dibelakang silinder sirkular tunggal

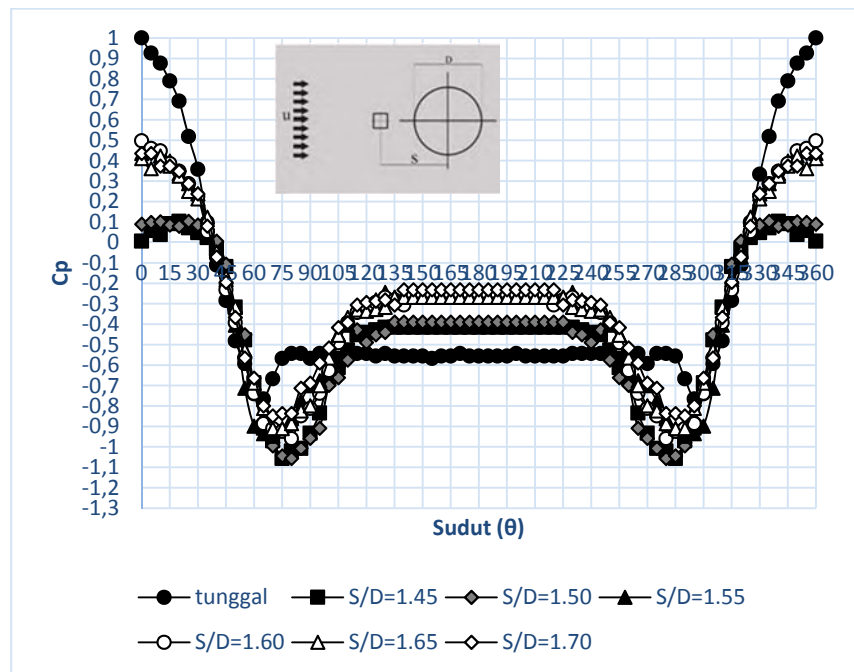
Dari hasil pengukuran profil kecepatan di belakang silinder sirkular tunggal dapat diketahui lebar *wake* yang terjadi. Lebar *wake* ini dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular tunggal. Semakin lebar daerah *wake* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Pada silinder tunggal ini besarnya *coefficient pressure drag* (C_{Dp}) yang terjadi sebesar 1,00.

4.4 Analisis Aliran Melintasi Silinder Sirkular Berpengganggu dengan Bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$

Pada penelitian ini dilakukan analisis untuk mengetahui pengaruh penambahan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E dengan variasi pada jarak $1.45 \leq S/D \leq 1,70$, dimana tipe A adalah pengganggu berbrntuk kotak 0° , tipe B adalah pengganggu berbentuk kotak 45° , tipe C adalah pengganggu berbentuk segitiga 30° , tipe D adalah pengganggu berbentuk segitiga 210° , dan tipe E adalah pengganggu berbentuk silinder.

4.4.1 Analisis Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Berpengganggu

4.4.1.1 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan pengganggu Tipe A



Gambar 4.5. Grafik c silinder sirkular dengan pengganggu tipe A

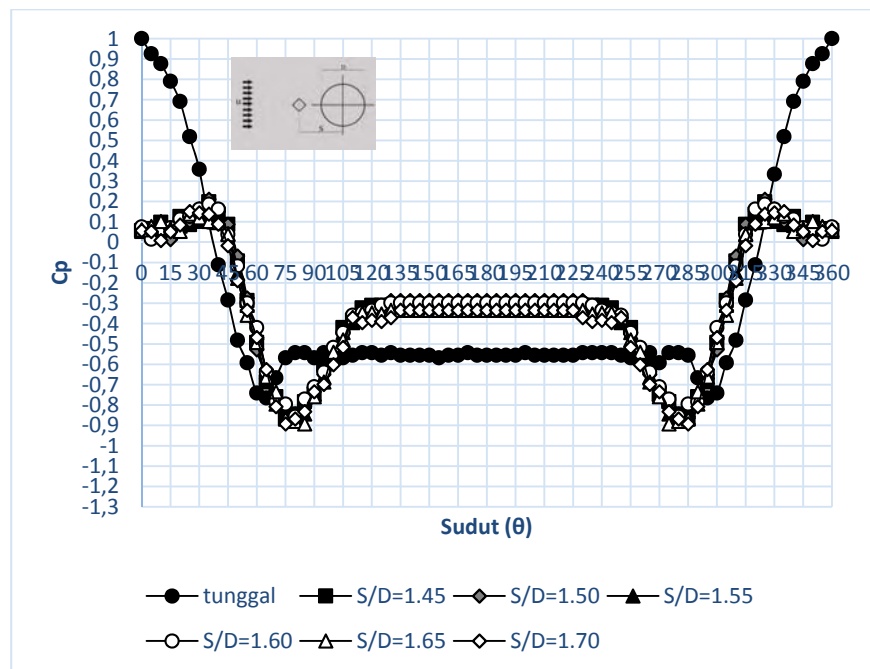
Distribusi koefisien tekanan (C_p) disekeliling silinder utama dengan pengganggu tipe A, ditunjukkan pada gambar 4.5. Dari gambar tersebut, terdapat dua variasi distribusi tekanan yang diakibatkan oleh perubahan nilai dari S/D .

Dari gambar diatas pada $S/D = 1,45 - 1,55$, terjadi perubahan karakteristik aliran pada silinder sirkuler utama yang diberi *body* pengganggu. Secara umum dapat dikatakan, bahwa *streamline* aliran simetri antara sisi bawah dan sisi atas dari silinder utama, dan pemasangan *body* pengganggu di depan silinder utama menyebabkan silinder utama kehilangan titik stagnasi akibat tertutup oleh *body* pengganggu. Pada sekitar posisi $\theta = 20^\circ$ dan 340° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari *body* pengganggu. Selanjutnya pada posisi *reattachment* tersebut, aliran terpisah menjadi dua *shear layer*. Satu *shear layer* akan bergerak ke belakang (*backward shear layer*), yang pada mulanya aliran fluida dipercepat hingga sudut 75° dan 285° . Lalu aliran fluida mengalami perlambatan dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 120^\circ$ dan 240° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*), karena aliran fluida sudah tidak mampu melawan *adverse pressure* dan gaya gesek dari silinder utama. Posisi separasi ini lebih mundur dibandingkan bila silinder utama tanpa diberi *body* pengganggu. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) pada sudut 20° dan 340° sampai sudut 0° atau 360° dan juga akan

terseparasi, membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** disebut sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*.

Pada jarak $S/D = 1,60 - 1,70$, terdapat perbedaan karakteristik aliran dengan jarak sebelumnya. Pada jarak ini, aliran tidak terpisah menjadi dua. Pada posisi sudut 0° dan 360° , aliran mengalami percepatan hingga posisi sekitar 70° dan 290° . Setelah itu, aliran mengalami perlambatan dan terseparasi pada sudut sekitar 125° dan 235° , yang diakibatkan aliran fluida sudah tidak mampu melawan *adverse pressure* dan gaya gesek dari silinder utama. Posisi separasi ini lebih mundur bila dibandingkan bila silinder utama tanpa pengganggu. Hal ini disebabkan oleh timbulnya *shear layer* akibat terseparasinya aliran yang melewati pengganggu Tipe A, mengakibatkan *boundary layer* silinder sirkular utama terganggu sehingga mempercepat transisi *boundary layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang, seperti yang diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *with vortex shedding (pattern A)*.

4.4.1.2 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe B



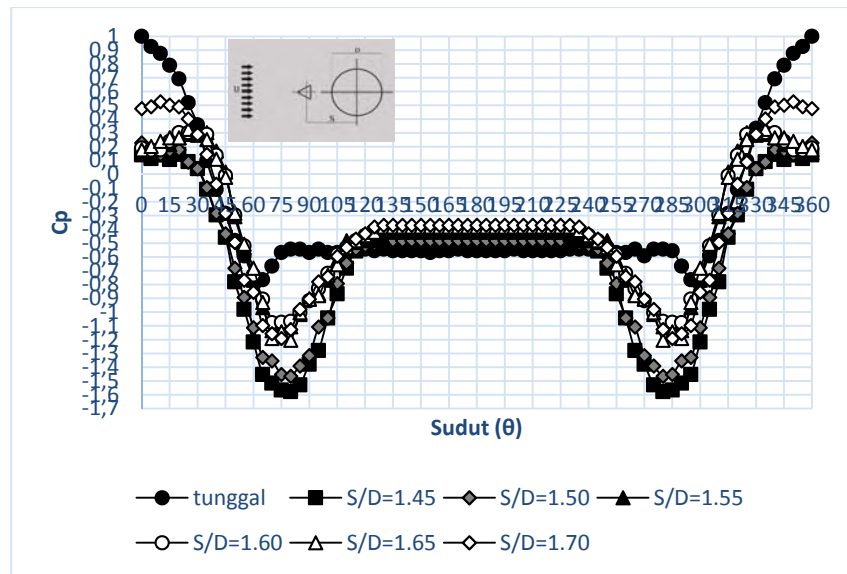
Gambar 4.6. Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe B

Distribusi koefisien tekanan (C_p) disekeliling silinder utama dengan pengganggu tipe B, ditunjukkan pada gambar 4.6. Dimana C_p diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$, dengan

variasi jarak $S/D = 1,45 - 1,70$. Dari gambar diatas, pola aliran bisa dikatakan indentik untuk setiap jarak (S/D). Hal ini disebabkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu. Selanjutnya pada posisi *reattachment* tersebut, aliran terpisah menjadi dua *shear layer*. Satu *shear layer* akan bergerak ke belakang (*backward shear layer*), dan yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*).

Pada sekitar posisi $\theta = 35^\circ$ dan 325° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu. Mulanya aliran fluida dipercepat hingga sudut 80° dan 280° . Lalu aliran fluida mengalami perlambatan dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 130^\circ$ dan 230° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*), karena aliran fluida sudah tidak mampu melawan *adverse pressure* dan gaya gesek dari silinder utama. Posisi separasi ini lebih mundur dibandingkan bila silinder utama tanpa diberi body pengganggu. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) pada sudut 35° dan 325° sampai sudut 0° atau 360° , membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** disebut sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*.

4.4.1.3 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe C



Gambar 4.7 Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe C

Gambar 4.7 menunjukkan distribusi koefisien tekanan sekeliling silinder sirkular utama (C_p), sebagai fungsi dari posisi pada dinding silinder utama dalam sudut (θ). Dimana C_p diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$. Dimana aliran

diberi pengganggu tipe C dengan variasi jarak $S/D = 1,45 - 1,70$.

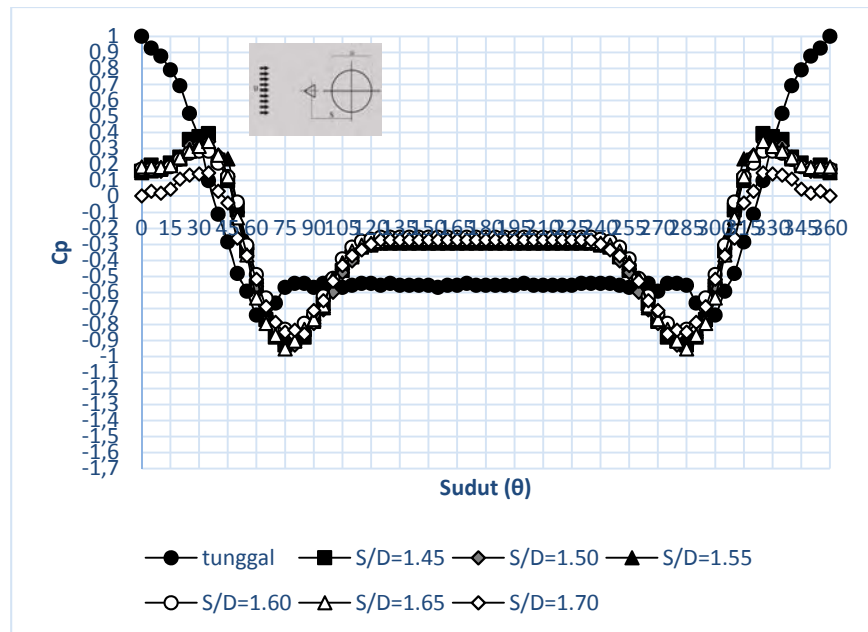
Pada gambar tersebut, terdapat tiga pola aliran yang bisa dikatakan mirip. Pertama untuk jarak $S/D = 1,45$ & $1,50$, pada sekitar posisi $\theta = 20^\circ$ dan 340° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu. Mulanya aliran fluida dipercepat hingga sudut 80° dan 280° . Lalu aliran fluida mengalami perlambatan dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 125^\circ$ dan 235° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*), karena aliran fluida sudah tidak mampu melawan *adverse pressure* dan gaya gesek dari silinder utama. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*), membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** disebut sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*.

Pada jarak $S/D = 1,55 - 1,65$, pada sekitar posisi $\theta = 25^\circ$ dan 335° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu. Aliran fluida dipercepat hingga sudut 85° dan 275° . Lalu aliran fluida mengalami perlambatan dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 125^\circ$ dan 235° di bagian belakang

silinder utama (*backward separation point*), Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) pada sudut 25° dan 335° sampai sudut 0° atau 360° , membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** disebut sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*.

Terakhir pada jarak $S/D = 1,70$, pola aliran mirip dengan jarak $S/D = 1,55 - 1,65$. Pada sekitar posisi $\theta = 10^\circ$ dan 350° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu. Aliran fluida dipercepat hingga sudut 75° dan 275° . Lalu aliran fluida mengalami perlambatan dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 125^\circ$ dan 235° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*), Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*), membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** disebut sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*.

4.4.1.4 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe D



Gambar 4.8 Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe D

Pada gambar 4.8 menunjukkan karakteristik aliran melewati silinder dengan pengganggu tipe D. Dengan nilai $Re = 5,3 \times 10^4$ pada jarak $S/D = 1,45 - 1,70$. Dapat dilihat bahwa karakteristik aliran identik untuk semua jarak. Namun yang membedakan adalah nilai dari C_p pada jarak

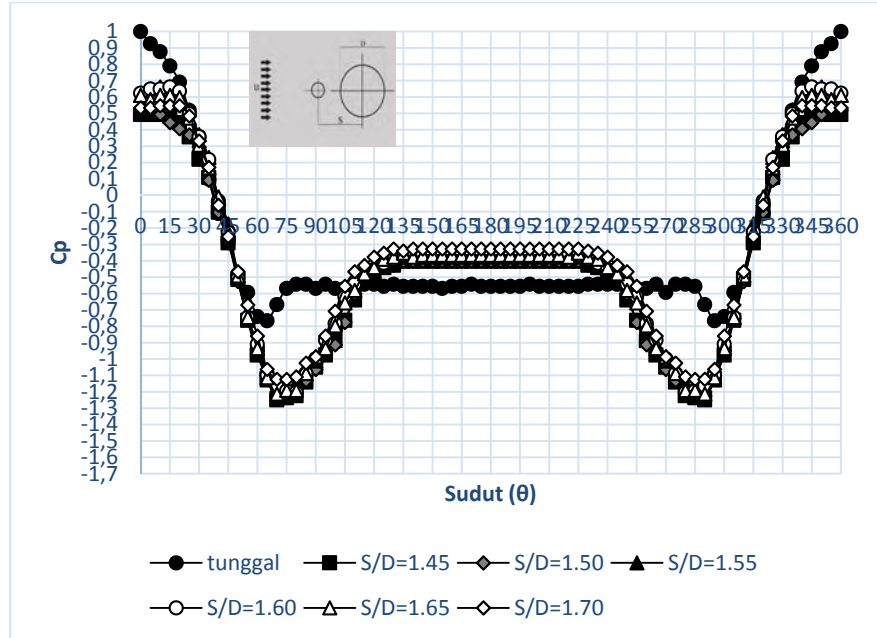
$S/D = 1,70$ yang sangat terlihat jelas berbeda jauh dengan jarak yang lainnya.

Pada jarak $S/D = 1,45 - 1,65$ pada sekitar posisi $\theta = 35^\circ$ dan 325° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu. Aliran fluida dipercepat hingga sudut 75° dan 275° . Lalu aliran fluida mengalami perlambatan dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 120^\circ$ dan 240° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*), Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) pada sudut 35° dan 325° sampai sudut 0° atau 360° , membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** disebut sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*.

Pada jarak $S/D = 1,70$ karakteristik fluida sama dengan jarak lainnya, namun nilai dari C_p pada sudut $\theta = 0^\circ$ memiliki nilai yang lebih rendah ketimbang jarak yang lainnya, yaitu 0.003886. Juga dapat kita lihat pada sudut $\theta = 35^\circ$ dan 325° dimana fluida *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu, pada sudut tersebut nilai dari C_p untuk jarak ini lebih rendah dari jarak lainnya, yaitu 0,147689. Dan pada sudut $\theta = 120^\circ$ dan 240° dimana

pada sudut tersebut aliran fluida tersparasi, nilainya tak jauh berbeda dengan jarak yang lainnya.

4.4.1.5 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe E



Gambar 4.9 Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe E

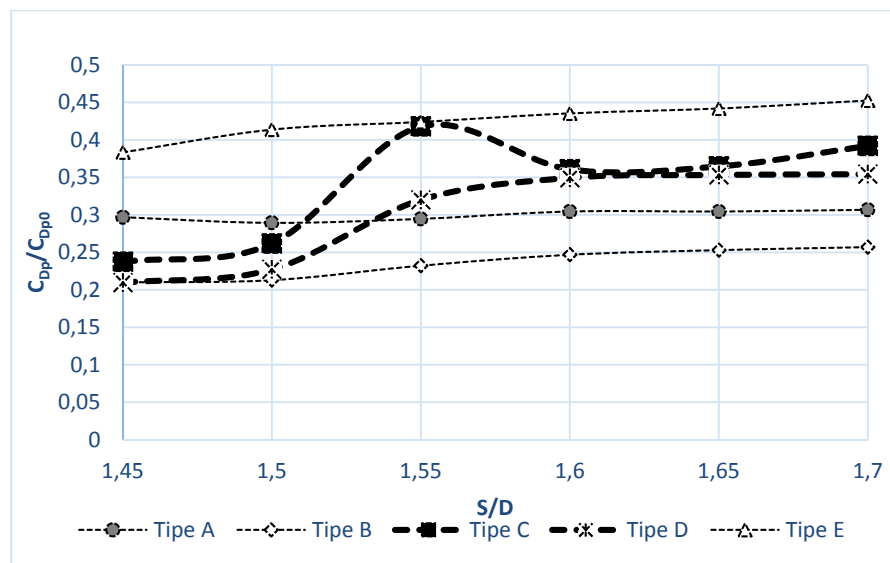
Pada gambar 4.9 menunjukkan karakteristik aliran melewati silinder dengan pengganggu tipe E. Dengan nilai

$Re = 5,3 \times 10^4$ pada jarak $S/D = 1,45 - 1,70$. Dapat dilihat bahwa karakteristik aliran identik untuk semua jarak.

Karakteristik aliran indentik untuk semua jarak. Dimana pada sudut $\theta = 0^\circ$ dan 360° sampai sudut sekitar $\theta = 10^\circ$ dan 350° nilai dari C_p cenderung sama. Setelah itu aliran dipercepat hingga sudut sekitar $\theta = 75^\circ$ dan 285° . Lalu aliran fluida mengalami perlambatan dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 140^\circ$ dan 220° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*). Posisi separasi ini lebih mundur bila dibandingkan dengan silinder utama tanpa pengganggu. Hal ini disebabkan timbulnya *shear layer* akibat terseparasinya aliran yang melewati pengganggu Tipe E, mengakibatkan *boundary layer* silinder sirkular utama terganggu sehingga mempercepat transisi *boundary layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang, seperti yang diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *with vortex shedding (pattern A)*.

4.4.1.6 Kofisien *Drag Pressure* (C_{Dp}) Silinder Sirkular berpengganggu dengan Variasi jarak $S/D = 1,45$ – $1,70$

Nilai *coefficient pressure drag* (C_{Dp}) yang terlihat pada gambar 4.10 merupakan hasil dari integrasi nilai *coefficient pressure* (C_p) menggunakan aturan *Simpson 1/3* segmen berganda. Dimana pengganggu yang digunakan adalah tipe A, tipe B, tipe C, tipe D dan tipe E, dengan variasi $S/D = 1,45 - 1,70$ pada $Re = 5,3 \times 10^4$.



Gambar 4.10 Grafik perbandingan kofisien drag pressure
setiap pengganggu pada jarak $S/D=1,45 - 1,70$

Berdasarkan gambar 4.10 dapat dilihat bahwa perbandingan antara koefisien drag silinder berpengganggu dan silinder tunggal tanpa pengganggu (C_{Dp}/C_{Dp0}), pengganggu tipe E memiliki nilai terbesar dibandingkan dengan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C dan tipe D. Perlu diketahui bahwa pengganggu tipe E memiliki nilai C_D paling kecil dibandingkan pengganggu lain seperti pada penelitian **Stern (2009)**. Hal ini berarti, daerah *wake* yang dihasilkan oleh pengganggu tipe E juga paling kecil dibandingkan pengganggu tipe lain, sehingga *shear layer* yang diakibatkan oleh terseparasinya aliran pada pengganggu tipe E paling tidak efektif dalam mereduksi gaya drag pada silinder utama. Berdasarkan hasil ini, dapat disimpulkan bahwa pemasangan pengganggu tipe E paling tidak efektif untuk mereduksi gaya drag pada silinder utama dibandingkan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, ataupun tipe D.

Pada gambar 4.10 juga terlihat nilai C_{Dp}/C_{Dp0} masing-masing pengganggu. Pengganggu tipe A memiliki nilai C_{Dp}/C_{Dp0} tertinggi pada jarak $S/D = 1,70$ dan nilai terendah pada jarak $S/D = 1,50$, yaitu $C_{Dp}/C_{Dp0} = 0,3068$ dan $C_{Dp}/C_{Dp0} = 0,2895$. Pengganggu tipe B memiliki nilai

C_{dp}/C_{dp0} tertinggi pada jarak $S/D = 1,70$ dan nilai terendah pada jarak $S/D = 1,45$, yaitu $C_{dp}/C_{dp0} = 0,2572$ dan $C_{dp}/C_{dp0} = 0,2100$. Pengganggu tipe C memiliki nilai C_{Dp}/C_{Dp0} tertinggi pada jarak $S/D = 1,55$ dan nilai terendah pada jarak $S/D = 1,45$, yaitu $C_{Dp}/C_{Dp0} = 0,4181$ dan $C_{Dp}/C_{Dp0} = 0,2374$. Pengganggu tipe D memiliki nilai C_{Dp}/C_{Dp0} tertinggi pada jarak $S/D = 1,70$ dan nilai terendah pada jarak $S/D = 1,45$, yaitu $C_{Dp}/C_{Dp0} = 0,3544$ dan $C_{Dp}/C_{Dp0} = 0,2096$. Pengganggu tipe E memiliki nilai C_{Dp}/C_{Dp0} tertinggi pada jarak $S/D = 1,70$ dan nilai terendah pada jarak $S/D = 1,45$, yaitu $C_{Dp}/C_{Dp0} = 0,3068$ dan $C_{Dp}/C_{Dp0} = 0,2096$. Berdasarkan data-data diatas dapat disimpulkan bahwa pengganggu yang paling efektif mengurangi gaya drag adalah pengganggu tipe D yang mampu mereduksi gaya drag sebesar 79.04% pada jarak $S/D = 1.45$ dan yang paling tidak efektif dalam mengurangi gaya drag, adalah pengganggu tipe E yang mereduksi gaya drag sebesar 54,7% pada jarak $S/D = 1,70$.

4.4.2 Analisis Frekuensi *Vortex Shedding* Dibelakang Silinder Sirkular Berpengganggu

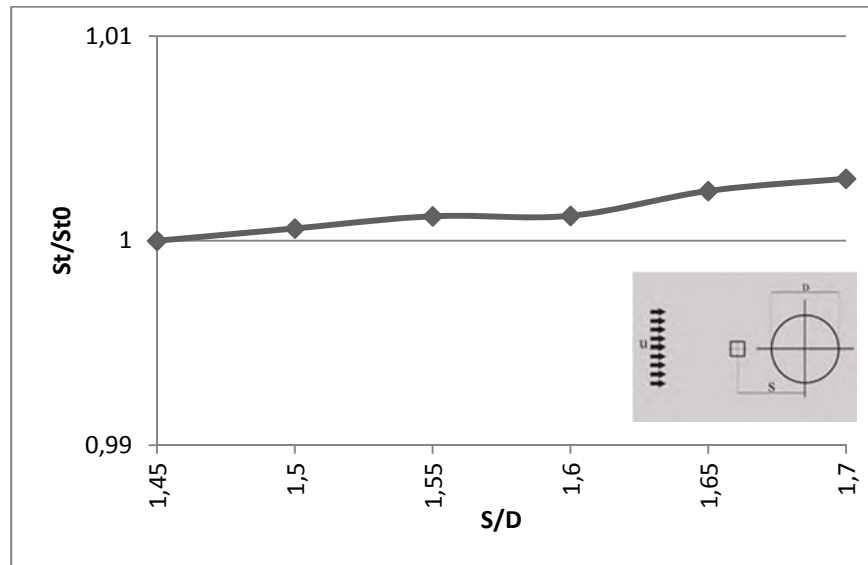
4.4.2.1 Frekuensi *Vortex Shedding* elakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe A dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,45 - 1,70$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output*-an HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding* diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.1. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.11.

Tabel 4.1 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe A

S/D	Silinder Tunggal		Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	Strouhal .numb	frekuensi	Strouhal I	St/St ₀
1.45	50,11	0,2181	50,1100	0,2181	1
1.5	50,11	0,2181	50,1400	0,2183	1,000599
1.55	50,11	0,2181	50,1700	0,2184	1,001197

1.6	50,11	0,2181	50,1710	0,2184	1,001217
1.65	50,11	0,2181	50,2320	0,2187	1,002435
1.7	50,11	0,2181	50,2620	0,2188	1,003033



Gambar 4.11 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)

Gambar 4.11 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana

pada pengganggu tipe A ini, *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 0,2181$ yaitu pada $S/D = 1,45$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 0,21879$ yaitu pada $S/D = 1,70$.

4.4.2.2 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu

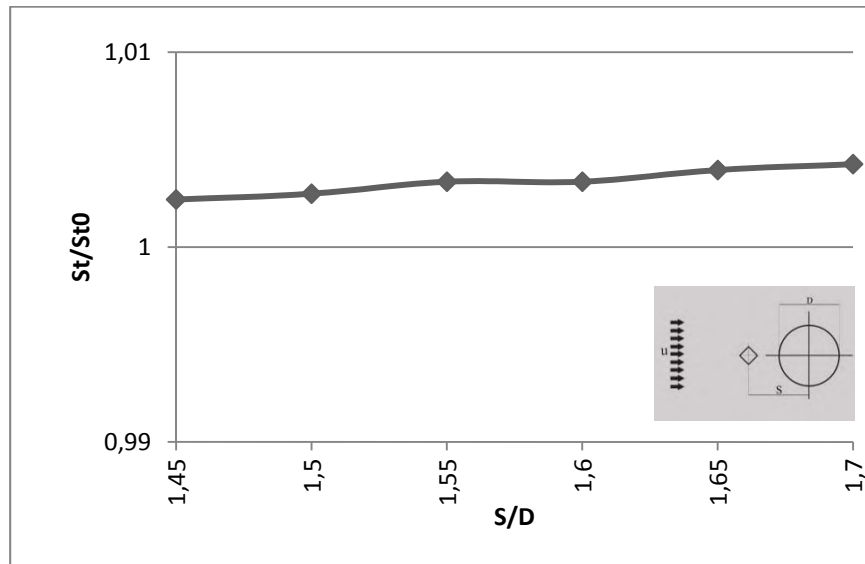
Tipe B

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe B dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,45 - 1,70$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output*-an HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding* diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.2. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu

terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.12.

Tabel 4.2 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe B

S/D	Silinder Tunggal		Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	Strouhal .numb	frequensi	Strouhal	St/St ₀
1.45	50,11	0,2181	50,2320	0,2187	1,002435
1.5	50,11	0,2181	50,2470	0,2187	1,002734
1.55	50,11	0,2181	50,2780	0,2189	1,003353
1.6	50,11	0,2181	50,2780	0,2189	1,003353
1.65	50,11	0,2181	50,3080	0,2190	1,003951
1.7	50,11	0,2181	50,3230	0,2191	1,004251



Gambar 4.12 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe B dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)

Gambar 4.12 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe A ini, *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 0,21867$ yaitu pada $S/D = 1,45$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 0,219065$ yaitu pada $S/D = 1,70$.

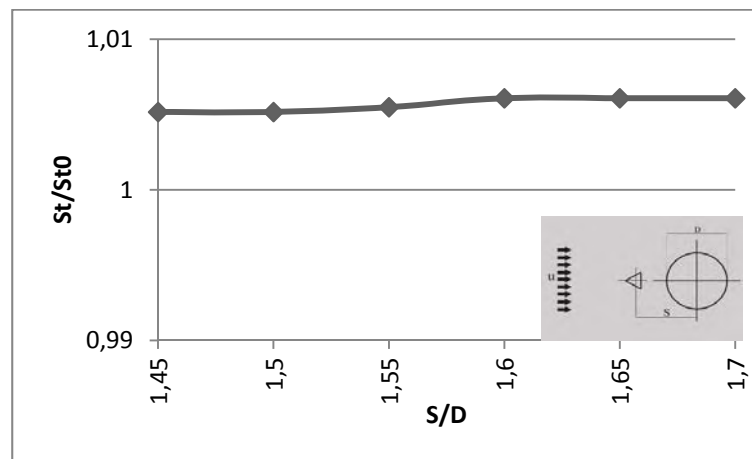
4.4.2.3 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu

Tipe C

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe C dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,45 - 1,70$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output*-an HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding* diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.3. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.13.

Tabel 4.3 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe C

S/D	Silinder Tunggal		Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	Strouhal .numb	frekuensi	Strouhal	St/St ₀
1.45	50,11	0,2181	50,3690	0,2193	1,005169
1.5	50,11	0,2181	50,3690	0,2193	1,005169
1.55	50,11	0,2181	50,3850	0,2193	1,005488
1.6	50,11	0,2181	50,4150	0,2195	1,006087
1.65	50,11	0,2181	50,4150	0,2195	1,006087
1.7	50,11	0,2181	50,4150	0,2195	1,006087



Gambar 4.13 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe C dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)

Gambar 4.13 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe A ini, *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 0,21926$ yaitu pada $S/D = 1,45$ & $1,55$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 0,21946$ yaitu pada $S/D = 1,60$; $1,65$; & $1,70$.

4.4.2.4 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu

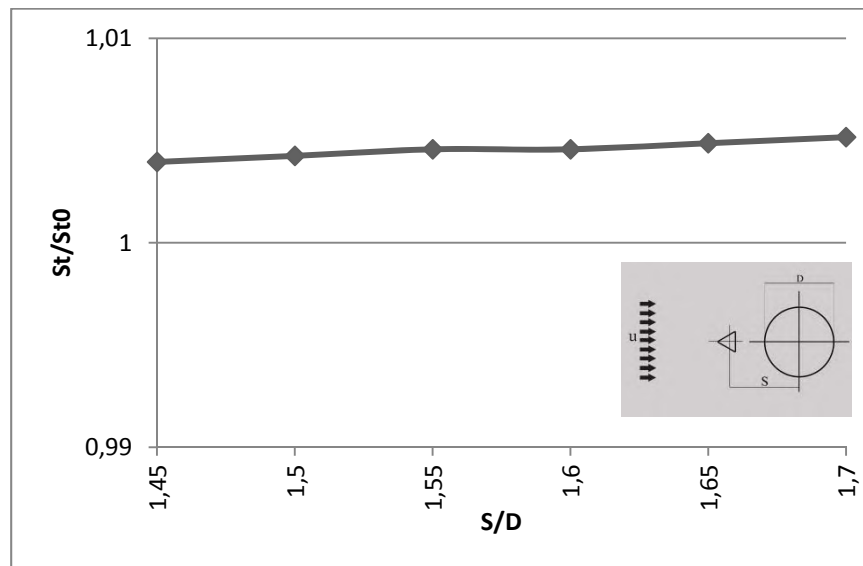
Tipe D

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe D dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,45 - 1,70$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output*-an HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding* diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai

bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.4. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.14.

Tabel 4.4 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe D

S/D	Silinder Tunggal		Silnder Berpengganggu		
	Frekuensi	Strouhal .numb	frekuensi	Strouhal	St/St ₀
1.45	50,11	0,2181	50,3080	0,2190	1,003951
1.5	50,11	0,2181	50,3230	0,2191	1,004251
1.55	50,11	0,2181	50,3390	0,2191	1,00457
1.6	50,11	0,2181	50,3390	0,2191	1,00457
1.65	50,11	0,2181	50,3540	0,2192	1,004869
1.7	50,11	0,2181	50,3690	0,2193	1,005169



Gambar 4.14 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe D dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)

Gambar 4.14 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe A ini, *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 0,21900$ yaitu pada $S/D = 1,45$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 0,21926$ yaitu pada $S/D = 1,70$.

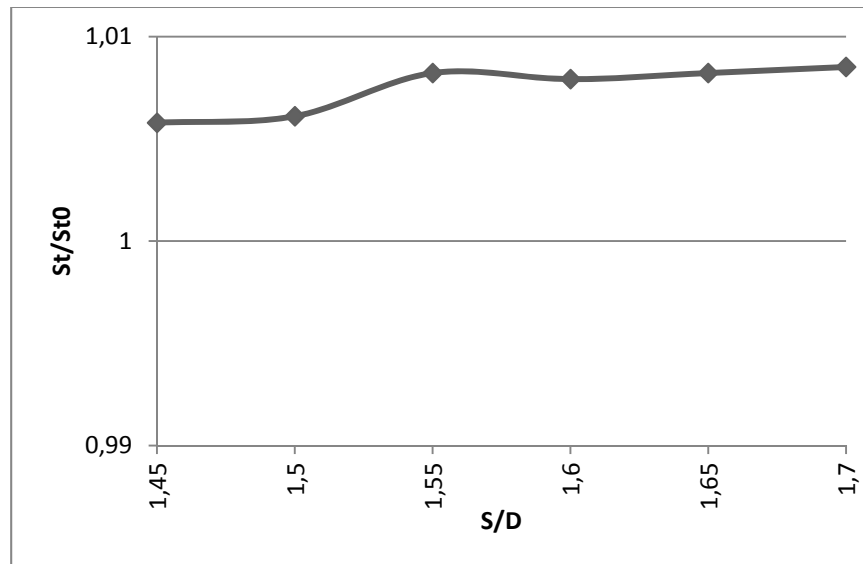
4.4.2.5 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu

Tipe E

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe E dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,45 - 1,70$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output*-an HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding* diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.5. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.15.

Tabel 4.5 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe E

S/D	Silinder Tunggal		Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	Strouhal .numb	frekuensi	Strouhal	St/St ₀
1.45	50,2780	0,2183	50,43	0,2195	1,005787
1.5	50,3690	0,2183	50,446	0,2196	1,006106
1.55	50,4000	0,2183	50,568	0,2201	1,008219
1.6	50,4000	0,2185	50,583	0,2202	1,007918
1.65	50,4000	0,2185	50,598	0,2203	1,008216
1.7	50,4300	0,2185	50,613	0,2203	1,008515

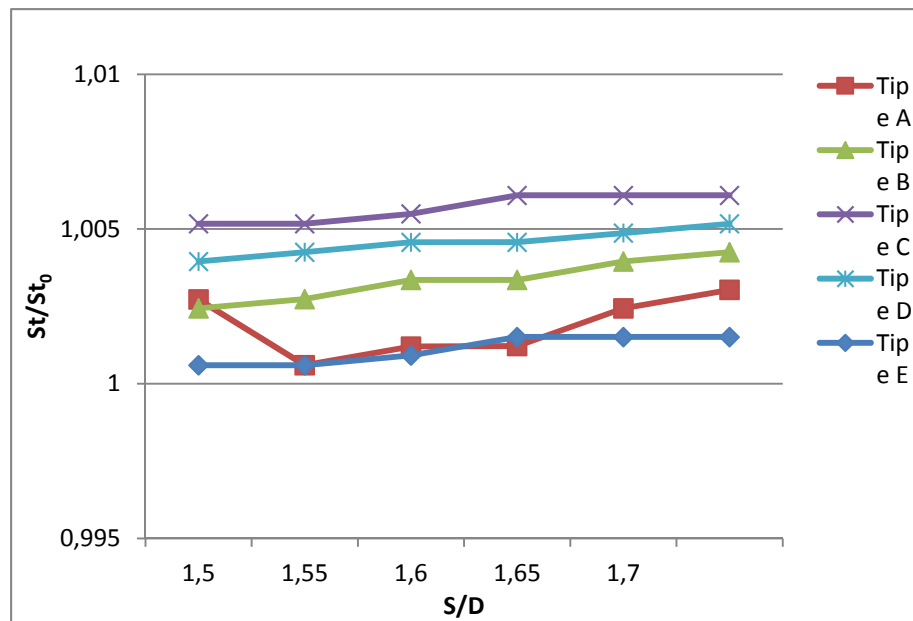


Gambar 4.15 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe E dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)

Gambar 4.15 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe A ini, *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 1,0058$ yaitu pada $S/D = 1,45$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 1,0085$ yaitu pada $S/D = 1,70$.

4.4.2.6 *Strouhal Number* di Belakang Silinder Siekular dengan Pengganggu Tipe A hingga Tipe E

Pada pembahasan sebelumnya telah dibahas tentang frekuensi dan *Strouhal number* dari masing-masing pengganggu. Pada pembahasan kali ini akan dibandingkan *Strouhal number* dari setiap pengganggu. Gambar 4.16 merupakan grafik *Strouhal number* dari pengganggu tipe A hingga tipe E.



Gambar 4.16 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)

Pada gambar 4.16 dapat dibandingkan nilai *Strouhal number* setiap pengganggu. Dimana pada gambar di atas *Strouhal number* silinder berpengganggu dibandingkan dengan silinder tunggal memiliki nilai lebih besar satu. Nilai ini mengindikasikan bahwa pemberian pengganggu tipe A hingga tipe E efektif untuk menurunkan gaya *drag*.

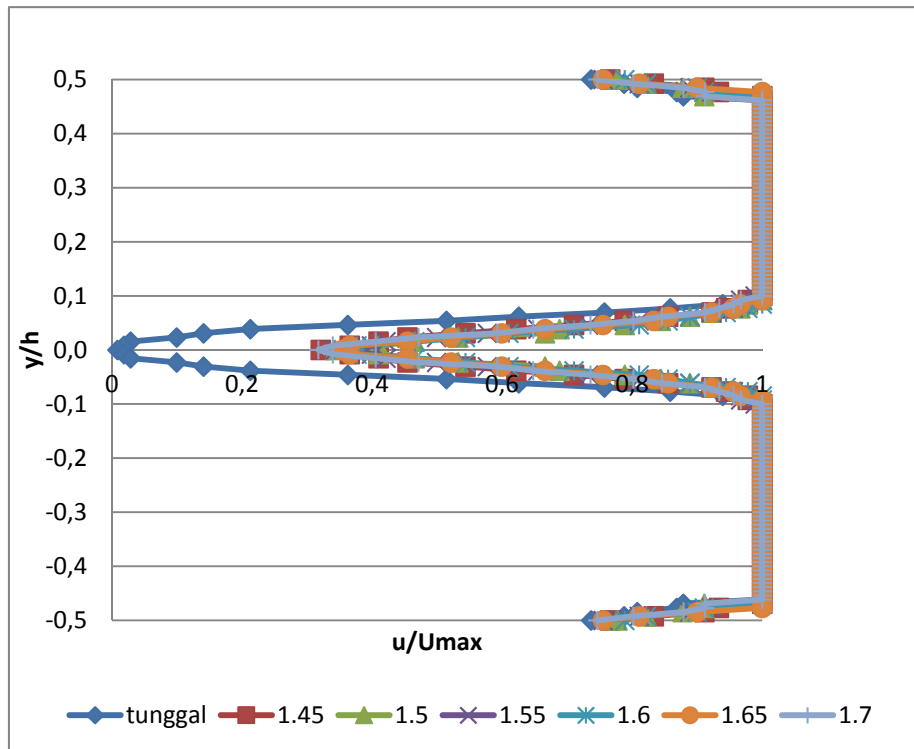
Secara umum besarnya *Strouhal number* semakin meningkat seiring dengan penambahan S/D pada suatu pengganggu hingga jarak efektifnya. Peningkatan *Strouhal number* ini disebabkan karena adanya pengganggu yang mengakibatkan *vortex* pada daerah setelahnya. *Vortex* tersebut mengakibatkan nilai dari titik *stagnasi* silinder utama kurang dari satu. Sehingga gaya *drag* yang diperoleh silinder lebih kecil, dan daerah *wake* dari silinder semakin menyempit.

Pada gambar 4.16 dapat dibandingkan nilai *Strouhal number* setiap pengganngu. Dimana pada gambar di atas *Strahal number* silinder berpengganggu dibandingkan dengan silinder tunggal memiliki nilai lebih besar satu. Nilai ini mengindikasikan bahwa pemberian pengganggu tipe A hingga tipe E dapat menurunkan gaya *drag*. Selain itu, dari gambar di atas juga dapat diketahui *Strauhal number* yang paling tinggi yaitu pada pengganggu tipe C dengan $St/St_0 = 1,006$ dan jarak $S/D = 1,70$. Hal ini mengindakasikan bahwa silinder dengan pengganggu tipe C pada jarak S/D 1,70 paling efektif dalam menurunkan gaya drag.

4.4.3 Analisis Profil Kecepatan Dibelakang Silinder Sirkular Berpengganggu

4.4.3.1 Profil Kecepatan Dibelakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe A

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan maksimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang 32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiap 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.17 merupakan grafik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.



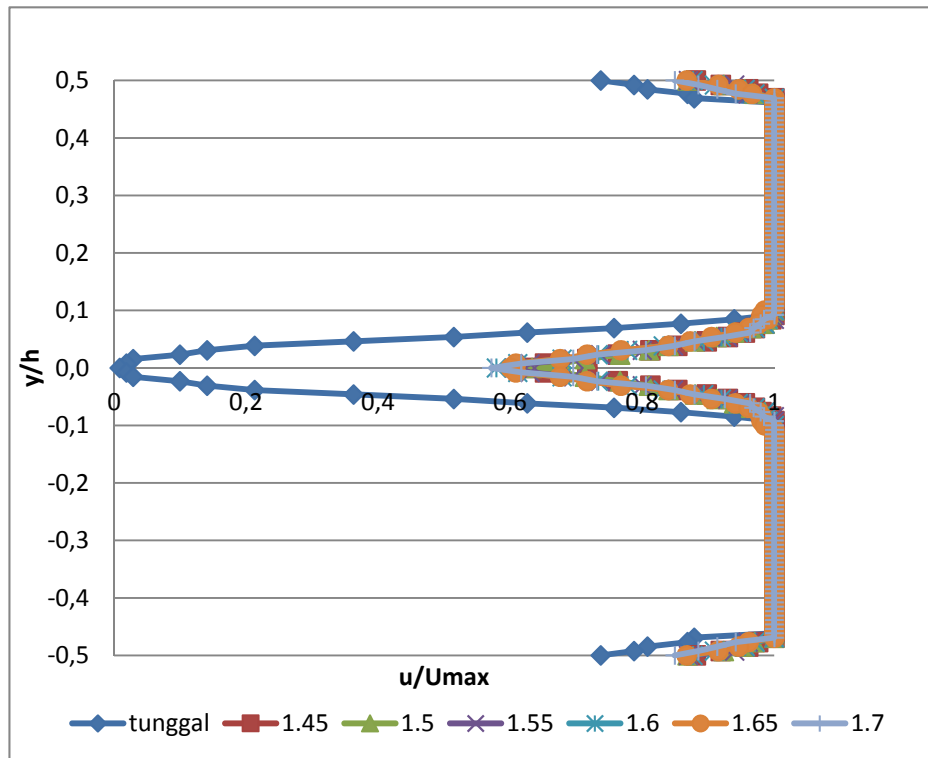
Gambar 4.17 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe A

Grafik pada gambar 4.17 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe A pada $S/D = 1,45$ hingga $S/D = 1,70$ daerah energi kinetik *loss* lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan gangguan dari *body* pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular.

Energi kinetik *loss* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah energi kinetik *loss* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,45; 150; 1,55; 1,60; 1,65; 1,70$ berturut-turut adalah 0.279; 0.272; 0.277; 0.286; 0.286; dan 0.288.

4.4.3.2 Profil kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe B

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan maksimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang 32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiap 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.18 merupakan garfik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.



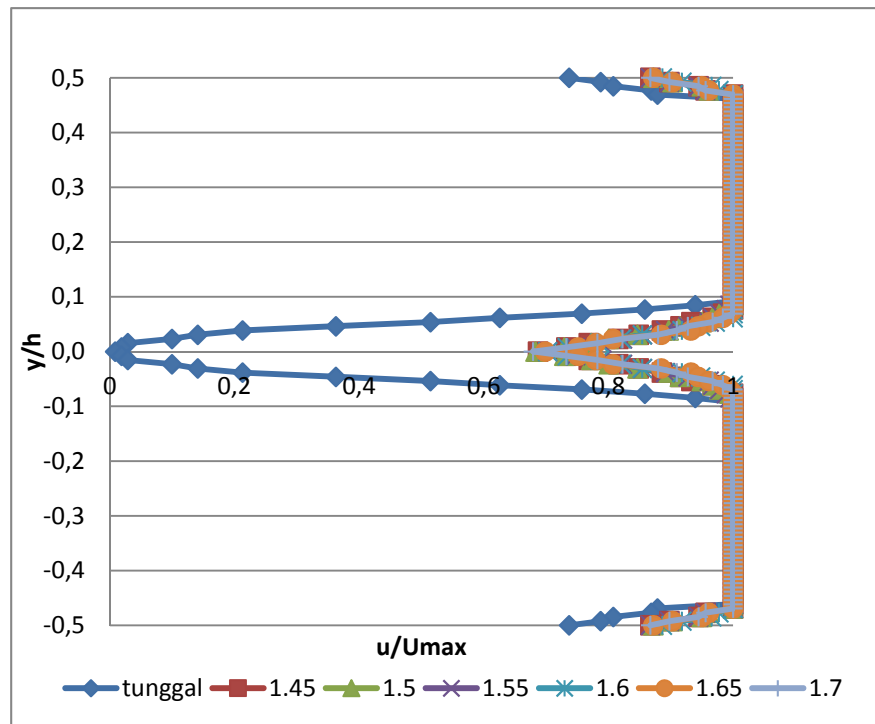
Gambar 4.18 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe B

Grafik pada gambar 4.18 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe B pada $S/D = 1,45 - 1,70$ daerah energi kinetik *loss* lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan gangguan dari *body* pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular. Energi kinetik *loss* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya

drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah energi kinetik *loss* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,45; 150; 1,55; 1,60; 1,65; 1,70$ berturut-turut adalah 0.197; 0.200; 0.218; 0.232; 0.237; dan 0.241.

4.4.3.3 Profil kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe C

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan makasimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang 32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiap 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.19 merupakan garfik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.



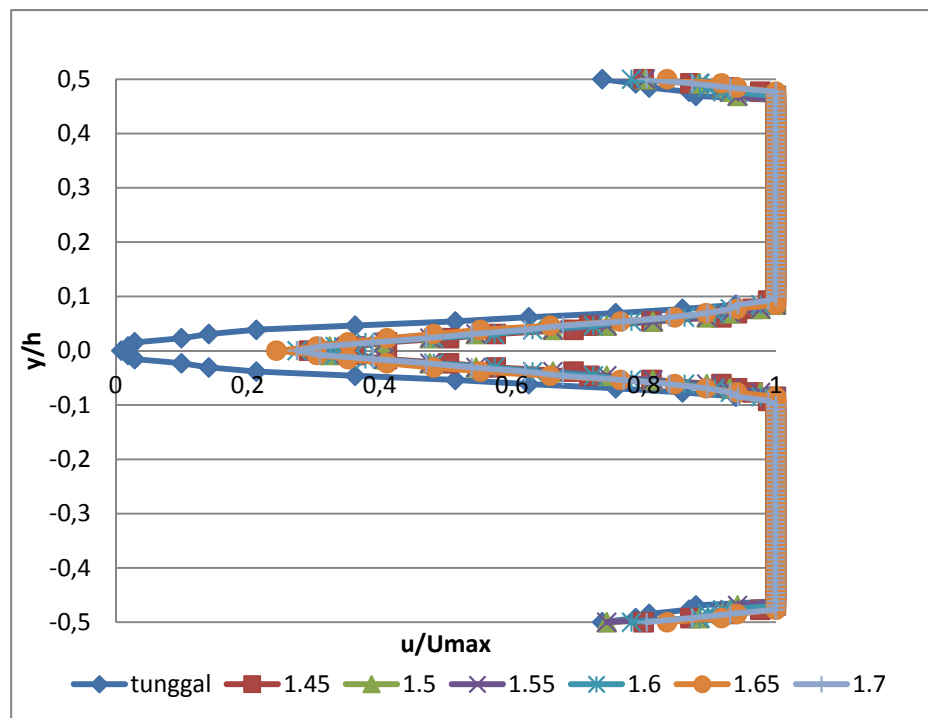
Gambar 4.19 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe C

Grafik pada gambar 4.19 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe C pada $S/D = 1,45 - 1,70$ daerah energi kinetik *loss* lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan gangguan dari *body* pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular. Energi kinetik *loss* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya

drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah energi kinetik *loss* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,45; 150; 1,55; 1,60; 1,65; 1,70$ berturut-turut adalah 0.223; 0.246; 0.393; 0.339; 0.343; dan 0.368.

4.4.3.4 Profil kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe D

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan maksimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang 32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiap 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.20 merupakan garfik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.

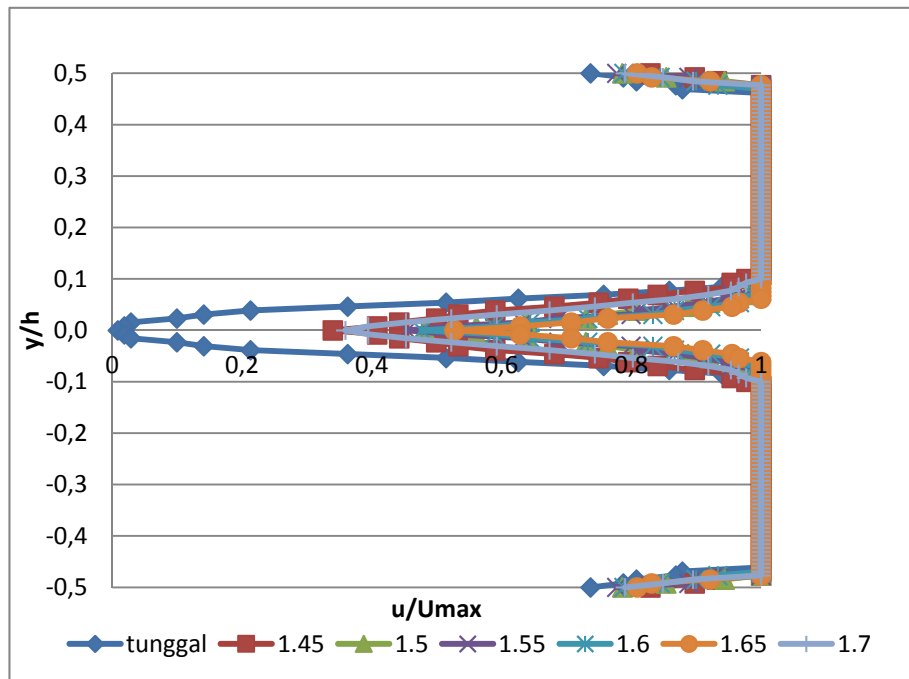


Gambar 4.20 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe D

Grafik pada gambar 4.20 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe D pada $S/D = 1,45 - 1,70$ daerah energi kinetik *loss* menjadi lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan gangguan dari *body* pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular.

Energi kinetik *loss* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah energi kinetik *loss* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,45; 150; 1,55; 1,60; 1,65; 1,70$ berturut-turut adalah 0.197; 0.213; 0.300; 0.328; 0.332; dan 0.333.

4.4.3.5 Profil kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe E



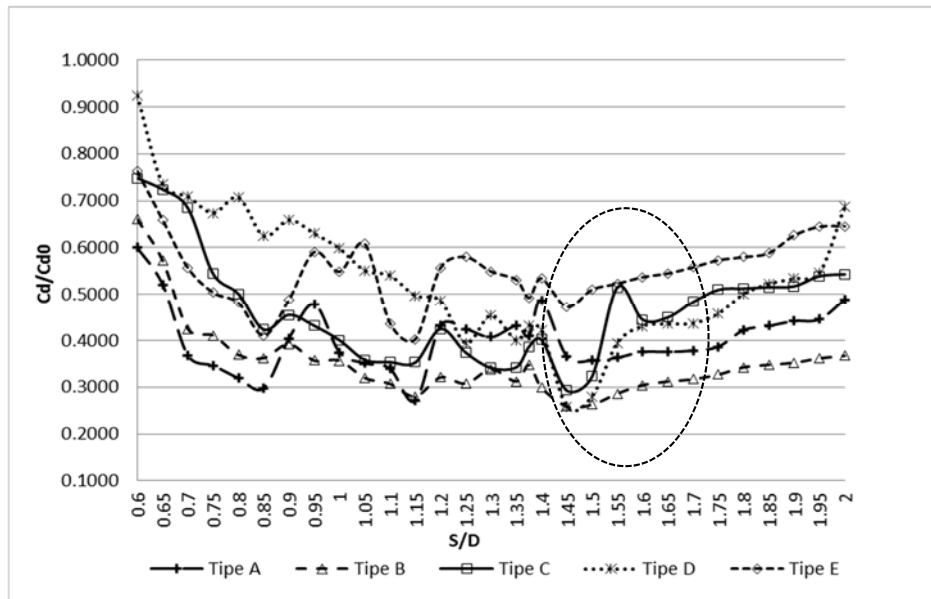
Gambar 4.21 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe E

Grafik pada gambar 4.21 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe E pada $S/D = 1,45 - 1,70$ daerah energi kinetik *loss* lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan gangguan dari *body* pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular. Energi kinetik *loss* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin

lebar daerah energi kinetik *loss* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,45; 150; 1,55; 1,60; 1,65; 1,70$ berturut-turut adalah 0.360; 0.389; 0.398; 0.409; 0.415; dan 0.425.

4.4.4 Koefisien Drag Pressure (C_{Dp}) Melintasi Silinder Sirkuler Berpengganggu dengan Jarak $S/D = 0,6 - 2,0$

Nilai *coefficient Prssure drag* (C_{Dp}) yang terlihat pada gambar 4.22 merupakan hasil dari integrasi nilai *coefficient Prssure* (C_p) menggunakan aturan *Simpson 1/3* segmen berganda. Dimana pengganggu yang digunakan adalah tipe A, tipe B, tipe C, tipe D dan tipe E, dengan variasi $S/D = 0,6 - 2,0$ pada $Re = 5,3 \times 10^4$.



Gambar 4.22 Grafik gabungan nilai C_{Dp} terhadap $S/D = 0.6-2.0$

Pada gambar 4.22 terlihat bahwa trendline grafik tiap pengganggu memiliki nilai C_{Dp} dan karakteristik yang berbeda-beda. Tren grafik secara umum, bila S/D naik, maka C_{Dp} akan turun hingga minimum tertentu. Kemudian akan naik kembali bila S/D naik. Pada gambar 4.22 terlihat bahwa nilai C_{Dp}/C_{Dp0} tertinggi yaitu pengganggu tipe-D pada

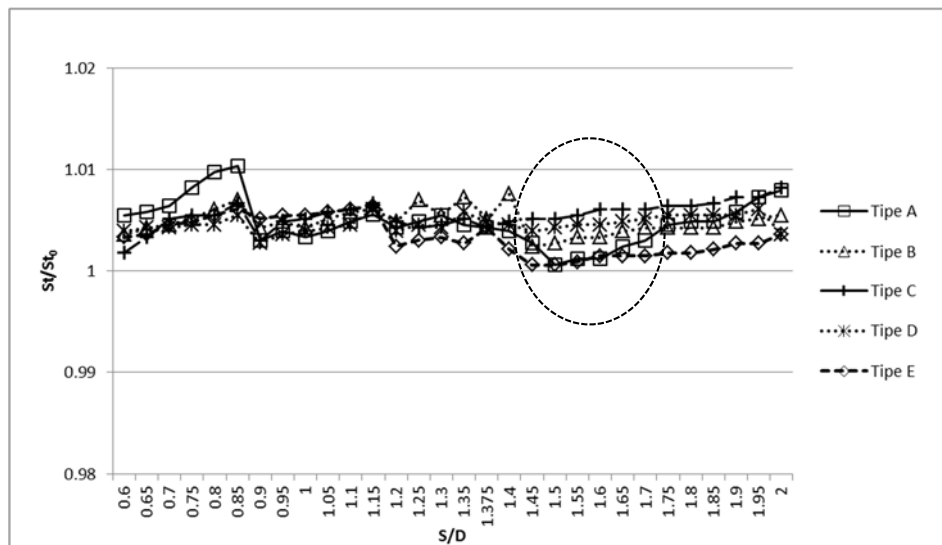
jarak S/D 0,6. Sedangkan nilai C_{Dp}/C_{Dp0} terendah yaitu pengganggu tipe D pada jarak S/D 1,45.

Nilai C_{Dp} pada tipe-A paling rendah adalah 0.2066 pada S/D 1,15, pada tipe-B nilai C_{Dp} terendah adalah 0,1975 pada S/D 1,45, pada tipe-C nilai C_{Dp} terendah adalah 0,2232 pada jarak S/D 1,45, pada tipe-D nilai C_{Dp} terendah adalah 0,1971 pada jarak S/D 1,45, dan terakhir pada tipe-E nilai C_{Dp} terendah adalah 0,3072 pada jarak $S/D = 1,15$. Sedangkan untuk nilai C_{Dp} pada silinder tunggal diperoleh sebesar 0,7623. Dari pemaparan diatas dapat disimpulkan bahwa pengganggu tipe-D yang paling efektif mengurangi gaya *drag* sebesar 74,15% pada S/D 1,45.

4.4.5 *Strouhal Number* di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A hingga Tipe E pada Jarak $S/D = 0.6-2.0$

Pada subbab sebelumnya telah dibahas tentang frekuensi dan *Strouhal number* pengganggu tipe A hingga tipe E dengan jarak $S/D = 1,75$ hingga $S/D = 2,0$. Pada subbab ini akan dibandingkan *Strouhal number* pengganggu tipe A hingga tipe E dengan jarak $S/D = 0,6$ hingga $S/D = 2$.

Gambar 4.23 merupakan grafik *Strouhal number* dari pengganggu tipe A hingga tipe E fungsi jarak (S/D).



Gambar 4.23 Grafik gabungan *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu dibanding silinder tunggal terhadap $S/D = 0.6-2.0$

Pada gambar 4.23 dapat dibandingkan nilai *Strouhal number* setiap pengganggu. Dimana pada gambar di atas *Strouhal number* silinder berpengganggu dibandingkan dengan silinder tunggal memiliki nilai lebih besar satu. Nilai ini mengindikasikan bahwa pemberian pengganggu

tipe A hingga tipe E berpengaruh dalam menurunkan gaya *drag*. Selain itu, dari gambar di atas juga dapat diketahui *Strauhal number* yang paling tinggi yaitu pada pengganggu tipe A dengan $St/St_0 = 1,01$ dan jarak $S/D = 0,85$. Hal ini mengindikasikan bahwa silinder Tipe A pada jarak $S/D = 0,85$ paling efektif dalam menurunkan gaya drag.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian dan analisa yang telah dilakukan, maka dapat diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Penggunaan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E efektif dalam mereduksi *Coeffisient Drag Pressure* (C_{Dp}) pada silinder utama, variasi jarak penempatan *body* pengganggu memberikan pengaruh yang berbeda terhadap efek penurunan *Coeffisient Drag Pressure* (C_{Dp}) yang ditimbulkan oleh pengganggu pada *Reynolds number* $5,3 \times 10^4$
2. Penggunaan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E menyebabkan terjadinya efek *quasi static vortex* dan *with vortex shadding* pada silinder utama, yaitu nilai C_p pada titik stagnasi (sudut 0^0) bernilai < 1 yang menyebabkan nilai *Coeffisient Drag Pressure* (C_{Dp}) akan menurun pada *Reynold number* $5,3 \times 10^4$ untuk rentang jarak $S/D = 1,45 - 1,70$.
3. Pada rentang jarak $S/D = 1,45 - 1,70$ pengganggu tipe D memberikan efek penurunan *Coefficient Pressure Drag* (C_{Dp}) paling besar dibanding jenis pengganggu lain pada rentang jarak (S/D) yang sama. Penurunan

Coeffisient Drag Pressure (C_{Dp}) terbesar terjadi pada $S/D = 1,45$ dengan nilai $C_{dp}/C_{dp0} = 0,2096$, yang mampu mereduksi gaya drag sebesar 79,04%.

4. Adanya pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E mampu menaikkan frekuensi *vortex shedding* di belakang silinder utama yang diindikasikan dengan peningkatan *Strouhal number* dengan variasi jarak penempatan body pengganggu memberikan pengaruh yang berbeda terhadap efek peningkatan frekuensi *vortex shedding* yang ditimbulkan oleh pengganggu pada *Reynold number* $5,3 \times 10^4$.
5. Pada rentang jarak $S/D = 1,45 - 1,70$ pengganggu pengganggu tipe C dengan $St/St_0 = 1,006$ dan jarak $S/D = 1,70$ paling efektif mereduksi gaya drag dibanding jenis pengganggu lain pada rentang jarak (S/D) yang sama. Juga dilihat dari profil kecepatan energi kinetik *loss* yang dihasilkan pengganggu tipe C paling kecil. Hal ini berbeda dengan hasil dari nilai *coefficient pressure drag* (C_{Dp}/C_{Dp0}) karena pada *coefficient pressure drag* yang terukur hanyalah gaya drag yang terjadi karena tekanan saja. Sementara gaya drag total terdiri atas gaya drag karena efek tekanan dan *friicrion*. Pada *Strouhal number* yang terukur adalah

frekuensi *vortex shedding* yang terjadi di belakang silinder utama yang mengindikasikan gaya drag total.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk menunjang penelitian ini adalah:

1. Dudukan pada silinder utama perlu diperbaiki agar lebih *fix* dan tidak mudah terjadi dislokasi yang berpotensi terjadinya perubahan sudut *stagger* yaitu sudut antara silinder utama dan pengganggu.
2. Perlu ditambah sebuah *pitot static tube* khusus untuk pengambilan data profil kecepatan yang terpasang *fix* dengan penggeraknya menghindari terjadinya error akibat salah penempatan posisi *pitot static tube*
3. Kelistrikan daripada motor *fan windtunnel* diperlukan *grounding* karena berbahaya bagi pengguna *windtunnel* dan menghasilkan induksi elektromagnetik yang besar sehingga dapat merusak sinyal HWA.

DAFTAR PUSTAKA

Aiba, S. dan Watanabe, H. 1997. “*Flow Characteristics of A Bluff Body Cut From A Circular Cylinder, Journal of Fluids Engineering*”. *Journal Of Fluids Engineering* , Vol 119.

Bruun, H. H. 1995. “*Hot Wire Anemometry, Principles and Signal Analysis*”. Oxford Science Publication: New York.

Dapot, B.T. 2010. “*Studi Eksperimental Pengaruh Jarak Longitudinal Silinder Teriris Tipe-D Sebagai Pengontrol Pasif Terhadap Gaya Drag Silinder Utama Sirkular “ Studi Kasus untuk Jarak S/D = 0,6 – 1,5 “*. Tugas Akhir Teknik Mesin ITS. Surabaya

Fall, Fred Stern. 2009. “*Intermediate Fluid Mechanics*”. Germany.

Fox, Robert W, McDonald and Alan T. 1998. “*Introduction to Fluid Mechanics 5th Edition*”. John Willey and Son, Inc.

Rizal, N.R. 2010. “*Rancang Bangun Hot Wire Anemometer Single Normal Probe Untuk Mengukur Bilangan Strouhal Pada Karakteristik Aliran Di Belakang Silinder Sirkular Yang Diganggu Silinder Teriris Tipe-I*”. Tugas Akhir Teknik Mesin ITS: Surabaya.

Triyogi, Y, D. Suprayogi, dan E. Spirda. 2009. “*Reducing the Drag on a Cyclinder by Upstream*

Installation of an I Type Bluff Body as Passive Control". Journal Mechanical Engineering Science, Vol 223 Part C, Page Paper 2291- 2296.

Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. "*Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream*". *Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic*, Vol 90.

BIODATA PENULIS



Penulis yang mempunyai nama lengkap **Reza Maulana Sani Siregar**, atau sejak kecil dikenal dengan Reza ini dilahirkan di Sukabumi pada tanggal 19 Januari 1993. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuh yaitu SDN CBM Cipeneungah Sukabumi (1999-2005), SMPN 3 Sukabumi (2005-2008), SMA Pesantren Unggul Albayan (2008-2011). Selepas SMA penulis melanjutkan studinya di Jurusan S1 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.

Penulis aktif diberbagai kegiatan dalam kampus. Pada saat kuliah, aktif sebagai pengurus di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS sebagai Kabiro Perawatan dan Pelatihan Divisi Roda 4 Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS. Selain itu penulis juga pernah bergabung dalam ITS Team Sapuangin (2013-2015). Disana penulis berada dalam Divisi Engine. Penulis juga pernah mengikuti beberapa lomba yang diikuti ITS Team Sapuangin. Alhamdulillah penulis bersama rekan-rekan sapuangin pada saat itu, pernah meraih hasil yang baik untuk beberapa lomba yang diikuti. Peringkat kedua pada kelas *Prototype Gasoline* (IEMC 2013), Peringkat pertama pada kelas *Urban Diesel* (IEMC 2014), peringkat pertama kelas *Urban Diesel* (SEM ASIA 2015), dan peringkat pertama kelas *Urban Diesel* (KMHE 2015).

Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada Penulis, silakan menyampaikan melalui email rezasiregar39@gmail.com.